

Ilari Federley

ANSYS MOTION -TAPAUSTUTKIMUS OHJELMISTON SOVELTUVUUDESTA MEKANIIKAN JA HYDRAULIIKAN KYTKETTYYN SIMULOINTIIN

Diplomityö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Professori Asko Ellman
Professori Sami Pajunen
Lokakuu 2020

TIIVISTELMÄ

Ilari Federley: ANSYS Motion – Tapaustutkimus ohjelmiston soveltuvuudesta mekaniikan ja hydrauliiikan kytkettyyn simulointiin
Diplomityö, 72 sivua, 0 liitesivua
Tampereen yliopisto
Konetekniikan DI-tutkinto-ohjelma
Pääaine: Lujuusoppi
Lokakuu 2020

Tietokonesimulaatiomallit ovat yleisiä apuvälineitä erilaisten mekaanisten laitteiden rakenteiden analysointiin. Laitteita ohjataan usein hydraulisten toimilaitteiden avulla. Hydrauliiikan käyttö tekee mekaanisen rakenteen analysoinnista haastavampaa, sillä simulaatiomallin tulee kattaa mekaniikan lisäksi myös hydrauliiikan ilmiöt, jotta laskentamallista saadaan tarkka. Laskentamallia, jossa hydrauliiikka ja mekaniikka on yhdistetty, kutsutaan kytketyksi simulaatiomalliksi.

Tässä työssä luotiin kaksi hydrauliiikan ja monikappaledynamiikan kytkettyä simulaatiomallia peitelaitteelle. Toinen malleista kykenee huomioimaan mekaanisen rakenteen joustavuuden, ja toinen käsittelee rakenteen komponentteja täysin jäykkänä. Kappaleiden joustavuus toteutettiin hyödyntäen ominaismuotopohjaista mallin vapausasteiden vähentämistekniikkaa, jota käytetään yleisesti pienentämään laskentamallin kokoa. Peitelaitemallien hydrauliiikka toteutettiin MATLABilla ja monikappaledynamiikka ANSYS Motionilla. ANSYS Motion on uuden sukupolven monikappaledynamiikkaohjelmisto, josta työn tilaaja Hiab on kiinnostunut. Kytkentä hydrauliiikan ja mekaniikan välillä tehtiin käyttäen Motionin kytketyn simuloinnin ominaisuutta.

Työn tarkoituksena oli luoda simulaatiomallit peitelaitteesta rakenteiden analysointia varten sekä tutkia ANSYS Motion -ohjelmiston soveltuvuutta kytkettyihin simulaatioihin. Ohjelmiston käyttökelpoisuus arvioitiin peitelaitemallien muodostuksen yhteydessä saaduista kokemuksista sekä ohjelmiston teoriapohjaa ja toiminnallisuuksia tutkimalla. Peitelaitemallien tarkkuutta arvioitiin vertaamalla sen painetasoja todellisen peitelaitteen kanssa.

Peitelaitteen simulaatiomallien muodostuksessa onnistuttiin melko hyvin. Tulokset vastasivat odotusta, että jäykkien kappaleiden malli yliarvioi painekäyrän huippuarvoja, mutta joustavien kappaleiden käyttö tasoittaa painepiikit huomattavasti lähemmäksi todellista laitetta. Molempien mallien painekäyrät tasaantuivat todellista laitetta nopeammin. On epäiltävissä, että tämä johtui osaksi simulaatiomallien liikettä vaimentavien termien, kuten kitkan, poikkeamisesta todellisen laitteen vaimennuksesta. Työssä pääteltiin, että suurin syy sekä painekäyrän huippuarvojen yliarviointiin että painetasojen nopeaan tasaantumiseen oli kuitenkin joustavuuden puute malleissa.

Työn perusteella ANSYS Motion on potentiaalinen vaihtoehto kytkettyjen simulaatiomallien luomiseen ja monikappaledynamiikkaohjelmistoksi. Monikappaledynamiikan mallinnus on ohjelmistolla suoraviivaista, ja kytkentä hydrauliiikan kanssa yksinkertaista. Simuloinnissa ei tullut ongelmia laskennan stabiiliuden kanssa, ja mallin muokkaus ei tuottanut vaikeuksia. Ohjelmiston ohjekirjojen teoriaosuuksissa on kuitenkin puutteita. Käytetyt laskentamenetelmät eivät ole käyttäjän nähtävissä ollenkaan tai ne ilmoitetaan vajanaisesti. Tämä tekee laskennan tarkkuuden arvioimisesta hankalaa.

Avainsanat: kytketty simulointi, joustavan kappaleen monikappaledynamiikka, hydrauliiikka

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Ilari Federley: ANSYS Motion - Case study on the suitability of the software for coupled simulation of mechanics and hydraulics
Master of Science Thesis, 72 Pages, 0 Appendix pages
Tampere University
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering
Main subject: Strength of materials
October 2020

Computer aided simulation models are common tools for analysing the structures of various mechanical devices. Device is often controlled by hydraulic actuators. The use of hydraulics makes the analysis of the mechanical structure more challenging as the simulation model must cover not only the mechanics but also the phenomena of hydraulics in order to make calculation model accurate. Calculation model in which the hydraulics and mechanical behaviour is combined is called a coupled simulation model.

In this work two coupled simulation models of hydraulics and multibody dynamics were created for sheet cover system. One of the models is able to take into account the flexibility of the structure and the other treats the components of the structure as rigid. The flexibility of the bodies was achieved by utilising the eigenmode-based model order reduction technique, which is generally used to reduce size of the calculation model. The hydraulics of the sheet cover system models were done with MATLAB and multibody dynamics with ANSYS Motion. The latter mentioned is a new generation multibody dynamics software that Hiab, the client of the work, is interested in. The coupling between hydraulics and mechanics was made using Motion's Co-simulation feature.

The purpose of this work was to create simulation from sheet cover system for structural analysis and to study the suitability of the ANSYS Motion for coupled simulations. The usability of the software was assessed by using the experiences gained during the creation of models and by examining theoretical basis and functionalities of the software. The accuracy of the models was evaluated by comparing its pressure levels with the actual cover system.

The simulation models were quite successfully implemented. The results were in line with the expectations that the rigid body model overestimates the peak values of the pressure curve, but the use of flexible bodies smooths the pressure peaks much closer to the actual system. The pressure curves in both models become steady faster than the actual system.

It is suspected that this was partly due to the deviation of motion damping terms in the simulation models, such as friction, from the damping of the actual system. However, it was concluded that the main reason for both overestimating the peak values of the pressure curve and the rapid stabilization of the pressure levels was the lack of flexibility in the models.

Based on the work, ANSYS Motion is potential alternative for creating coupled simulation models and as multibody dynamics software. Modeling multibody dynamics is straightforward and coupling to hydraulic system is simple process. There were no problems with the stability of calculation and the model was not difficult to modify. However, there are shortcomings in the theoretical parts of the software user manuals. The used calculation methods are not shown to the user at all or are poorly reported. This makes it difficult to estimate the accuracy of the calculation.

Keywords: Coupled simulation, Co-simulation, Flexible multibody dynamics, Hydraulics

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Suuret kiitokset EDRMedesolle ja Cargotec Hiabin Matti Randelinille mielenkiintoisesta diplomityöaiheesta. EDRMedeson puolelta haluan erityisesti kiittää ohjaajaani Ville-Pekka Saarelaa sekä Ilkka Mikkosta, jotka kärsivällisesti auttoivat minut alkuun projektin kanssa. Kiitos myös Antti Yliselle avusta monikappaledynamiikan teoriapuolen kanssa sekä aiheeseen liittyvistä ja liittymättömistä mielenkiintoisista keskusteluista. Lisäksi haluan kiittää professori Asko Ellmania diplomityöni ohjauksesta sekä kiinnostuksesta sen aihetta kohtaan.

Vuosien opiskelu on nyt päättymässä. Kiitos perheelleni ja erityisesti avopuolisolleni Leenalle tuesta sekä tsemppauksesta koko urakan läpi.

Tampereella, 6.10.2020

Ilari Federley

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
1.1 Tutkimuskysymykset ja -menetelmät.....	3
2. TEORIA	4
2.1 Monikappaledynamiikka	5
2.1.1 Yleistetyt koordinaatit.....	5
2.1.2 Rajoiteyhtälöt ja liikerajoitteet.....	6
2.1.3 Kelluvan koordinaatiston menetelmä.....	9
2.1.4 Vapausasteiden vähentäminen	11
2.1.5 Ominaismuotomenetelmä	13
2.1.6 Massan osallisuuskertoimet	17
2.1.7 Rayleighin vaimennus	17
2.1.8 Lagrangen liikeyhtälöt	20
2.2 Hydraulikka	22
2.2.1 Virtauslajit	23
2.2.2 Virtauksen rajoittaminen.....	23
2.3 Implisiittinen aikaintegrointi	24
2.4 Hydraulikan ja mekaniikan kytketty simulointi	26
3. SOVELLETUT OHJELMISTOT	29
3.1 ANSYS Motion	29
3.1.1 Joustavien kappaleiden mallintaminen.....	30
3.1.2 Kytketty simulointi	32
3.1.3 Kytketyn simulaation linkin luominen.....	33
3.1.4 Analysointivaihtoehdot	35
3.1.5 Alkuanalyysi.....	37
3.1.6 Liikerajoitteet.....	38
3.1.7 Kitkamallit	39
3.1.8 Ratkaisijat	40
3.2 MATLAB	42
4. PEITELAITEMALLIN MUODOSTAMINEN	43
4.1 Peitelaitteen geometria	43
4.2 Rakenteen joustavuus.....	44
4.3 Mekaniikkamalli.....	46
4.3.1 Liikerajoitteet.....	46
4.3.2 Osien verkotus	47
4.3.3 Ominaismuotojen valitseminen	48
4.4 Hydraulikkamalli	51
4.4.1 Hydraulisylinterit.....	51
4.4.2 Putkisto.....	53
4.4.3 Venttiilit ja kuristimet	54
4.5 Peitelaitteen kitkamallit.....	55
4.6 Simulointiparametrit ja ratkaisijat.....	56
4.7 Simuloitava työkierto	57
5. TULOKSET	59

5.1	Peitelaitemallien vertailu todelliseen laitteeseen.....	59
5.2	ANSYS Motion	61
5.2.1	Mekaniikan mallintaminen	62
5.2.2	Kytetty simulointi	62
5.2.3	Teoriat ja laskentamenetelmät	63
6.	YHTEENVETO.....	64
	LÄHDELUETTELO	67

LYHENTEET JA MERKINNÄT

CMS	engl. Component Mode Synthesis
FEM	engl. Finite Element Method, äärellisten elementtien menetelmä
PCG-menetelmä	engl. Preconditioned Conjugate Gradient, esikäsitelty konjugaatti-gradientti -menetelmä
S-funktio	engl. systems-function
0	nollamatriisi
A_1, A_2	pinta-ala
A_e	tehollinen pinta-ala
A_p	putken pinta-ala
\mathbf{A}^i	rotaatiomatriisi
$\underline{\mathbf{A}}$	kerroinmatriisi
a, a_1, a_2	ANSYS Motionin kitkamallin kerroin
b, b_1, b_2	ANSYS Motionin kitkamallin kerroin
\mathbf{b}	ratkaisuvektori
C, C_j	rajoiteyhtälö
\mathbf{C}	rajoiteyhtälövektori
\mathbf{C}_{qi}	rajoiteyhtälöiden jakobiaanimatriisi
$\ddot{\mathbf{C}}$	rajoiteyhtälön toinen derivaatta
c, c_1, c_2	ANSYS Motionin kitkamallin kerroin
D_p	hydrauliikkaputken halkaisija
\mathbf{D}^i	vaimennusmatriisi
e	neperin luku
F, F_1, F_2, F_{syl}	voima
$f_{m,max}$	muodon taajuuden yläraja
$f_{k,max}$	kuormituksen taajuuden yläraja
h	aika-askeleen pituus
h_{min}	aika-askeleen vähimmäispituus
\mathbf{I}	yksikkömatriisi
i	joustava kappale i
K_s	poikkileikkauksen muototekijä kitkalle
\mathbf{K}, \mathbf{K}^i	jäykkyysmatriisi
\mathbf{K}_f^i	elementtimenetelmän mukainen jäykkyysmatriisi
$\mathbf{K}_f^{iRR}, \mathbf{K}_f^{iRS}, \mathbf{K}_f^{iSR}$	elementtimenetelmän mukaisen jäykkyysmatriisin alimatriisi
\mathbf{K}_f^{iSS}	
\mathbf{K}_{pp}^i	massan suhteen ortonormeerattu modaalinen jäykkyysmatriisi
$\hat{\mathbf{R}}^i$	modaalinen jäykkyysmatriisi
L_{ekv}	hydrauliikkajärjestelmän vastusten ekvivalentti yhteispituus
\log_{10}	10-kantainen logaritmi
\mathbf{M}, \mathbf{M}^i	massamatriisi
\mathbf{M}_f^i	elementtimenetelmän mukainen massamatriisi
$\mathbf{M}_f^{iRR}, \mathbf{M}_f^{iSS}$	elementtimenetelmän mukaisen massamatriisin alimatriisit
\mathbf{M}_{pp}^i	massan suhteen ortonormeerattu modaalinen massamatriisi

$\mathbf{M}_{RR}^i, \mathbf{M}_{R\theta}^i, \mathbf{M}_{Rp}^i$	massan suhteen ortonormeeratun massamatriisin alimatriisi
$\mathbf{M}_{\theta p}^i, \mathbf{M}_{\theta\theta}^i$	
$\hat{\mathbf{M}}^i$	modaalinen massamatriisi
$\hat{\mathbf{M}}_{jj}^i$	modaalisen massamatriisin alkio
m	lukumäärä
$m_e, m_{e,j}^i, m_{e,k}^i$	tehollinen modaalimassa
\mathbf{N}^i	massan suhteen ortonormeerattujen ominaismuotojen kanta
$n, n_b, n_N, n_K,$ n_{N+K}	lukumäärä
$\mathbf{n}_1^i, \mathbf{n}_2^i, \mathbf{n}_j^i$	massan suhteen ortonormeerattu ominaismuoto
P, P_1, P_2	paine
P_0	ilmanpaine
\dot{P}	paineen muutosnopeus
p_j	modaalikoordinaatti
\mathbf{p}^i	modaalikoordinaattivektori
$\hat{\mathbf{p}}^i$	modaalikoordinaattivektori
$\hat{\mathbf{p}}^{iK}, \hat{\mathbf{p}}^{iN}$	modaalikoordinaattivektorin alivektori
$Q, Q_{sisään}, Q_{ulos}$	tilavuusvirta
$\mathbf{Q}^e, \mathbf{Q}^{ie}$	yleistetty voimavektori
\mathbf{Q}^{iv}	neliöllinen nopeusvektori
$\mathbf{Q}_p^{ie}, \mathbf{Q}_R^{ie}, \mathbf{Q}_\theta^{ie}$	yleistetyn voimavektorin alivektori
$\mathbf{Q}_p^{iv}, \mathbf{Q}_R^{iv}, \mathbf{Q}_\theta^{iv}$	neliöllisen nopeusvektorin alivektori
q_1, q_2, q_3, q_n, q_k	yleistetty koordinaatti
$\mathbf{q}, \mathbf{q}_n, \mathbf{q}_{n+1}$	yleistetyt koordinaatit
$\dot{\mathbf{q}}^i, \dot{\mathbf{q}}_{n+1}$	yleistetyt nopeudet
$\ddot{\mathbf{q}}^i, \ddot{\mathbf{q}}_{n+1}$	yleistetyt kiihtyvyydet
$\ddot{\mathbf{q}}_n, \ddot{\mathbf{q}}_{n+1}$	yleistettyjen koordinaattien kolmas aikaderivaatta
\mathbf{R}^i	kappaleen viitekoordinaatiston paikkavektori
\mathbf{r}_P^i	pisteen P globaali paikkavektori
Re	Reynoldsin luku
Re_L	Reynoldsin luku laminaarisen virtauksen ylärajalla
Re_R	Reynoldsin luku turbulentin virtauksen alarajalla
t	aika
\mathbf{u}_{dyn}	dynaaminen muodonmuutos
\mathbf{u}_{stat}	staattinen muodonmuutos
$\bar{\mathbf{u}}^i$	paikallinen siirtymävektori
$\bar{\mathbf{u}}_0^i$	pisteen lokaali paikkavektori muodonmuutoksettomassa tilassa
$\bar{\mathbf{u}}_f^i, \bar{\mathbf{u}}_f$	paikallisten muodonmuutosten vektori
V	tilavuus
V_c	putken tilavuus
V_f	nesteen tilavuus
\dot{V}	tilavuuden muutosnopeus
v	nopeus
\mathbf{x}	ratkaisuvektori

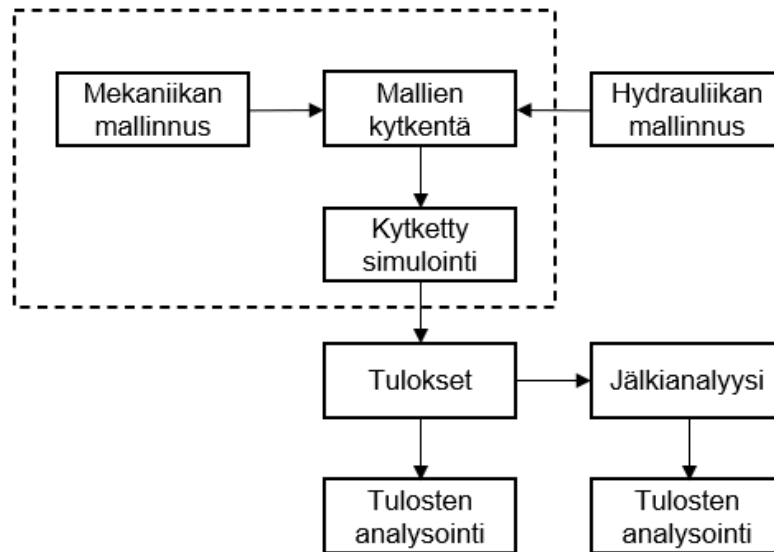
α, α^i	Rayleighin vaimennuksen massan vaimennuskerroin
α_1, α_2	ANSYS Motionin integraatiomenetelmän kertoimet
α_g	ilman suhteellinen osuus hydraulineesteessä
β, β^i	Newmarkin menetelmän kerroin
β_R, β_R^i	Rayleighin vaimennuksen jäykkyyden vaimennuskerroin
β_μ	ANSYS Motionin kitkamallin kerroin
Γ_j^i	massan osallisuuskerroin
γ	Newmarkin menetelmän kerroin
ΔP	paineen muutos
δ_{jk}	Kroneckerin delta
δ^{iR}	reunasolmujen siirtymävektori
δ^{iS}	sisäisten solmujen siirtymävektori
θ^i	viitekoordinaatiston ja globaalin koordinaatiston väliset kulmat
λ^i	Lagrangen kertoimet
μ	kitkakerroin
μ_L	hydrauliikkaletkun nesteen kitkakerroin laminaarin virtauksen ylärajalla
μ_T	hydrauliikkaletkun nesteen kitkakerroin turbulentin virtauksen alarajalla
μ_d	liukukitkakerroin
μ_s	lepokitkakerroin, staattinen kitkakerroin
μ_v	viskoosinen kitkakerroin
ξ, ξ_j^i	suhteellinen vaimennuskerroin
ρ	tiheys
ρ_g^0	ilman tiheys ilmakehän normaaliolosuhteissa
ρ_l^0	kaasun tiheys ilmakehän normaaliolosuhteissa
Φ^i	massan suhteen ortonormeerattu muotomatriisi
Φ^{iK}	staattisten muotojen matriisi
Φ^{iN}	vapaiden normaalimuotojen matriisi
Φ_s^{iN}	normaalimuotomatriisi staattisessa muodossa
$\hat{\Phi}^i$	muotomatriisi
$\varphi_j, \varphi_j^i, \varphi_1^i, \varphi_2^i$	vapaa ominaismuoto
$\varphi_{n_N}^i$	
$\omega_j^i, \hat{\omega}_1^i, \hat{\omega}_2^i, \hat{\omega}_j^i$	ominaiskulmataajuus

1. JOHDANTO

Tässä diplomityössä muodostettiin kaksi hydrauliiikan ja monikappaledynamiikan kytkettyä simulaatiomallia peitelaitteesta. Kytkeyty simulaatiomalli yhdistää hydrauliiikan ja dynamiikan ilmiöt toisiinsa, jolloin laskentamallista saadaan tarkempi kuin toisistaan erillisillä laskentamalleilla. Siten se myös kuvaa laitteen käyttäytymistä todenmukaisemmin. Simuloinnin tuloksena saadaan tietoa yhteen kytketyistä alimalleista, kuten hydrauliiikka-, mekaniikka ja sähköjärjestelmistä. Tämä on etu tuotekehityksessä, sillä yksi simulaatiomalli auttaa useaa osa-aluetta laitteen kehityksessä.

Työn tilaaja Hiab oli kiinnostunut hydrauliiikan ja mekaniikan yhdistämisestä, ja se halusi tutkia ANSYS Motionia vaihtoehtona kytkettyjen simulaatioiden luomiseen. Työ on jatkoa Ville-Pekka Saarelan [1] diplomityölle "Coupled Flexible Multibody Dynamics and Hydraulic Simulation for a Load Device", jossa tehtiin samankaltainen kytketty simulaatiomalli. Saarelan työssä kytkentä tehtiin ANSYS Rigid Body Dynamics -ohjelmiston ja ANSYS Twin Builderin avulla. Työssä todetaan, että kytketyn simulaatiomallin muokkaaminen osoittautui melko hankalaksi, mutta ei ylitsepääsemättömäksi. Tässä työssä kytkentä tehtiin ANSYS Motionin ja MATLABin välille, ja työn yksi tarkoitus olikin tutkia, onko kytkentä näiden ohjelmistojen välillä helpommin toteutettavissa sekä muokattavissa. Motionissa on ominaisuus, joka on tarkoitettu juuri näiden kahden ohjelmiston väliseen kytkettyyn simulointiin [2]. Hiab käyttää MATLABia hydrauliiikkamalliensa rakentamiseen, joten kyseinen ominaisuus on myös lähtökohdiltaan Hiabin käyttötarkoituksiin sopiva.

Karkea prosessikuvaus hydrauliiikkaa sisältävän laitteen rakenteiden analysointiin esitellään kuvassa 1. Ensimmäiseksi luodaan hydrauliiikan ja mekaniikan toimintaa kuvaavat alimallit. Mekaniikan mallinnus sisältää laitteen geometrian, kappaleiden sidosehtojen ja systeemiin vaikuttavien ulkoisten kuormien mallinnuksen. Hydrauliiikan mallinnus sisältää hydraulijärjestelmän komponenttien ja hydrauliiikan ohjauksen määrittämisen. Seuraavassa vaiheessa mallit kytketään toisiinsa. Tämän jälkeen suoritetaan varsinainen simulaatio. Simulaation tuloksia voidaan hyödyntää suoraan tai käyttää alkutietoina jälkianalyysieihin, kuten alimallinnukseen ja väsymisanalyysieihin. Alimallinnus voi olla joissain sovellutuksissa välttämätöntä riittävän laskennallisen tarkkuuden tai tehokkuuden saavuttamiseksi.



Kuva 1. Prosessikuvaus mekaniikan ja hydrauliikan kytkettyyn simulointiin.

Tässä työssä oltiin kiinnostuneita vain kuvassa 1 katkoviivalla rajatusta alueesta. Hiab rakensi hydrauliikkamallin itse, joten siihen ei tarkemmin perehdytty. Työssä kuitenkin esitellään työn ymmärtämiseksi välttämätön hydrauliikan perusteoria ja keskeisimmät hydrauliikkakomponentit, joita säädettiin simulaatiomalleissa vastaamaan todellisen laitteen käyttäytymistä. Säädetäviä osia olivat venttiilien ja putkistojen tuottama kuristus sekä hydrauliikkasyylintereiden kitka. Työn ulkopuolelle jätettiin myös rakenteiden analysointi, sillä kiinnostuksen kohteena oli vain kytketyn simulaatiomallin luominen.

Teoriaosuudessa keskitytään jäykän ja joustavan kappaleen dynamiikkaan, jotka ovat keskeinen osa mekaniikan mallintamista. Joustavien kappaleiden mallintaminen perustuu ominaismuotopohjaiseen vapausasteiden vähentämistekniikkaan, joka pienentää laskettavan ongelman kokoa huomattavasti verrattuna äärellisten elementtien menetelmään. Teoriaosuus käy läpi joustavan kappaleen monikappaledynamiikasta keskeisimmät asiat, jotka työn ymmärtämiseksi vaaditaan. Teoria esitellään suurelta osin samalla tavalla kuin ANSYS Motion käsittelee monikappaledynamiikkaa. Äärellisten elementtien menetelmää, lyhennettynä FEM (*Finite Element Method*), ei tässä työssä käsitellä. Lisää siitä voi lukea lähteistä [3, 4].

Kytketyn simuloinnin perusteoria ja tutkimus esitellään työssä lyhyesti. Lisäksi työssä käydään yksityiskohtaisesti läpi vaiheet, joita tarvitaan kytketyn simulaatiomallin luomiseen Motion-ohjelmistolla. Lopuksi linkin toimivuutta ja tehokkuutta arvioidaan.

1.1 Tutkimuskysymykset ja -menetelmät

Työn tarkoitus on tutkia ohjelmiston soveltuvuutta kytkettyjen simulaatioiden luomiseen. Se pyrkii vastaamaan seuraaviin pääkysymyksiin:

- Kuinka yksinkertaista ANSYS Motionilla on toteuttaa hydrauliiikan ja mekaniikan välinen kytkentä?
- Minkälaisia ominaisuuksia ohjelmistossa on mekaniikkamallin luomiseen?

Lisäksi työssä vastataan alikysymyksiin:

- Mitä etua saadaan joustavuuden mallintamisesta?
- Minkälaista teoriapohjaa Motion hyödyntää laskennassa?

Työ on tapaustutkimus, jossa ohjelmiston soveltuvuutta ja ominaisuuksia kytkettyyn simulointiin tutkittiin Hiabin peitelaitteen avulla. Simulaatioita varten peitelaitteesta luotiin jäykkien kappaleiden malli sekä malli, jossa on sekä joustavia että jykkiä kappaleita. Simulaatiomallien tarkkuutta verrattiin oikean peitelaitteen hydraulisylinterin painetasoon. Mallien simulointituloksia vertaamalla tutkittiin myös joustavan mallinnuksen tuomia etuja.

ANSYS Motionin soveltuvuutta kytkettyyn simulointiin arvioitiin rakennetun mallin avulla sekä tutkimalla ohjelmiston ominaisuuksia ja teoriapohjaa, jolla ohjelmisto ratkaisee dynaamisia ongelmia. Ohjelmiston ohjekirjassa kerrotaan sen käyttämästä teoriapohjasta pääsääntöisesti pintapuoleisesti. Tarkempi tieto teorioista on selvitetty muun kirjallisuuden avulla.

2. TEORIA

Hydrauliikan ja mekaniikan kytketty simulointi vaatii tietoa sekä monikappaledynamiikasta että hydrauliikasta. Tässä luvussa esitellään molemmat osa-alueet työn ymmärtämisen kannalta riittävällä tasolla. Lisäksi luvussa esitellään lyhyesti kytketyn simuloinnin teoriaa. Pääpaino on monikappaledynamiikassa, sillä työ painottuu monikappaledynamiikan mallintamiseen sekä ANSYS Motioniin.

Ensimmäinen alaluku käsittelee monikappaledynamiikan teoriaa. Alaluku esittelee peitelaitemallin muodostamisen kannalta haasteelliset osa-alueet, kuten liikerajoitteiden ja joustavien kappaleiden mallintamisen. Peitelaitte on kehärakenne, jossa saman liikkeen voi toteuttaa monella eri liikerajoitteiden yhdistelmällä, mikä vaikeuttaa liikerajoitteiden määrittämistä. Tietyt yhdistelmät voivat kuitenkin tuottaa vääriä tuloksia kappaleiden välisiin reaktiovoimiin. Kappaleiden joustavuuden mallintaminen taas tuo työhön omat haasteensa, sillä erilaiset teoriat ja menetelmät käsittelevät joustavuutta eri tavalla. Eri menetelmiin liittyy myös omat rajoitteensa, joiden tunnistaminen on tärkeää tulosten tarkkuuden arvioimiseksi. Monikappaledynamiikka ja kappaleiden joustavuus esitellään pääpiirteittäin ANSYS Motionin käyttämässä muodossa.

Toinen alaluku käsittelee hydrauliikkaa peitelaitteessa käytetyn teorian pohjalta. Hydrauliikka kuvataan jakamalla systeemi modulaarisiin alijärjestelmiin, mikä helpottaa mallin luomista. Hydrauliikkaosio tuo pääpiirteittäin esille käsitteet sekä yksinkertaistukset ja rajoitteet, joita peitelaitteen hydrauliikkamallissa on. Yksinkertaistukset syntyvät siitä, kun kolmiulotteisia hydrauliikkakomponentteja kuvataan yksiulotteisilla analyyttisillä kaavoilla, joissa komponentin geometrian vaikutukset virtaukseen korjataan kertoimilla.

Alaluku 2.3 esittelee sekä hydrauliikassa että mekaniikassa tarvittavaa aikaintegrointia alisysteemien tilan ratkaisemiseksi. Alaluvussa aikaintegrointi käsitellään monikappaledynamiikan näkökulmasta, mutta samoja menetelmiä voidaan hyödyntää myös hydrauliikassa. Alaluvussa johdetaan implisiittinen Newmarkin menetelmä yleisessä muodossa. Menetelmä toimii hyvänä esimerkkinä aikaintegraatiomenetelmistä, sillä se on samankaltainen monen muun yleisesti käytetyn menetelmän kanssa ja parametrivalinnoilla se saa aikaan järjestelmään numeerista vaimennusta.

Viimeinen alaluku käsittelee kytketyn simuloinnin teoriaa yleisellä tasolla. Luvussa käydään läpi teorian keskeisimmät käsitteet ja esitellään muutamia alan tutkimuksia,

jotta lukija saa yleiskuvan siitä, mitä asioita kytketty hydraulikan ja mekaniikan simulointi sisältää.

2.1 Monikappaledynamiikka

Dynamiikka on mekaniikan osa-alue, jossa tutkitaan kappaleen liikettä joko kinemaattisesti tai kineettisesti. Kinemaattinen tarkastelu tarkoittaa, että kappaleen liikettä tutkitaan vain geometrisesti. Kinemaattisessa tarkastelussa kappaleen liikkeen määrittävät kappaleen sidosehdot kuten liikerajoitteet muihin kappaleisiin tai ympäristöön nähden. Kineettinen tarkastelu tutkii sekä sidosehtojen että kappaleeseen kohdistuvien voimien vaikutusta kappaleen liikkeeseen. Kun tutkittava systeemi koostuu useasta kappaleesta, puhutaan monikappaledynamiikasta. [5]

Tutkittavia kappaleita voidaan pitää täysin jäykkinä tai joustavina. Käsite täysin jäykkä tarkoittaa, että kappaleen pisteiden väliset etäisyydet pysyvät toisiinsa nähden vakiona kuormituksen suuruudesta riippumatta. Jäykkä kappale säilyttää aina alkuperäisen muotonsa. Joustavaan kappaleeseen sen sijaan voi syntyä muodonmuutoksia, jonka seurauksena materiaaalipisteiden etäisyydet toisiinsa nähden eivät pysy samana. Jäykän kappaleen liikettä kuvataan usein kappaleeseen kiinnitetyn koordinaatiston avulla ja joustavaa kappaletta kelluvan koordinaatiston avulla. [6]

Joustavien kappaleiden mallinnukseen liittyy paljon asioita, joiden ymmärtäminen on tärkeää luotettavien tulosten saamiseksi. On olemassa erilaisia teorioita, joiden avulla kappaleen joustavuus voidaan huomioida. Eri teorioilla on omat vahvuudet sekä heikkoudet. Tehokkaan simulaatiomallin luomiseen liittyy usein tasapainottelu näiden vahvuuksien ja heikkouksien, kuten laskentanopeuden ja tarkkuuden, välillä.

Monikappaledynamiikan yhdet keskeisimmät käsitteet yleistetyt koordinaatit ja rajoiteyhtälöt esitellään alaluvuissa 2.1.1 ja 2.1.2. Alaluvussa 2.1.3 esitellään kelluvan koordinaatiston menetelmä, joka soveltuu joustavan sekä jäykän kappaleen viitekoordinaatistoksi. Alaluvut 2.1.4 ja 2.1.7 käsittelevät joustavan kappaleen mallinnuksen teoriaa ja liikkeen vaimennusta. Esiteltyjen menetelmien etuna on laskennallinen tehokkuus, mutta kääntöpuolena on jossain määrin heikompi tarkkuus. Viimeinen alaluku käsittelee kineettisen ongelman ratkaisemista. Alaluvussa esitellään kappaleen liikeyhtälö Lagrangen menetelmällä.

2.1.1 Yleistetyt koordinaatit

Yleistetyt koordinaatit ovat muuttujia, jotka kuvaavat systeemin asemaa suhteessa valittuun koordinaatistoon tai muihin systeemeihin. Ne ovat perustavanlaatuinen osa monikappaledynamiikkaa sekä kinematiikkaa, koska niiden avulla kuvataan systeemin

liikettä. Yleistetyt koordinaatit voivat olla toisistaan riippuvaisia tai riippumattomia. Koordinaatit voidaan valita monella tavalla. Valinta vaikuttaa systeemin aseman kuvaamiseen tarvittavien koordinaattien lukumäärään. Jos kuvaamiseen käytetään enemmän kuin vähimmäismäärä koordinaatteja, on osa koordinaateista toisistaan riippuvia ja tietyllä tavalla turhia. Vähimmäismäärä koordinaatteja on sama kuin systeemin vapausasteiden määrä. Vaikka usein kappaleita paikannetaan joko karteesisen- tai sylinterikoordinaatiston avulla, eivät yleistetyt koordinaatit ole sidoksissa mihinkään tiettyyn koordinaatistoon. [7]

Yleistettyjä koordinaatteja merkitään usein ja tässä työssä kirjaimella \mathbf{q} . Vektorimuodossa merkittynä yleiset koordinaatit ovat

$$\mathbf{q} = [q_1 q_2 q_3 \dots q_n]^T, \quad (1)$$

jossa n on yleistettyjen koordinaattien lukumäärä. Useimmiten yleisiä koordinaatteja ovat kappaleen translaatio ja rotaatio. Jos systeemi sisältää joustavia kappaleita, yleiset koordinaatit sisältävät myös muodonmuutokseen liittyviä muuttujia, kuten alaluvussa 2.1.4 on esitelty.

2.1.2 Rajoiteyhtälöt ja liikerajoitteet

Monikappaledynamiikan ongelmissa yleistetyt koordinaatit eivät usein ole toistaan riippumattomia. Ne ovat kytköksissä toisiinsa rajoiteyhtälöiden kautta. Rajoiteyhtälöt kuvaavat kappaleiden välisiä kytköksiä toisiinsa sekä ympäristöön, toisin sanoen ne vähentävät systeemistä vapausasteita. Jos systeemiä kuvataan n määrällä yleisiä koordinaatteja, määrällä m rajoiteyhtälöitä saadaan vapausasteiden määräksi $n - m$. [7] Monikappaledynamiikassa rajoiteyhtälöitä ei voi olla enempää kuin yleisiä koordinaatteja, koska muuten systeemi on ylimääritelty.

Yleisesti rajoiteyhtälöt voidaan ilmaista muodossa


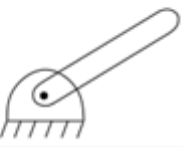
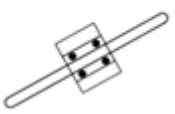
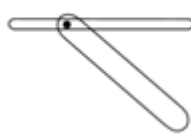
$$\mathbf{C}(q_1 \ q_2 \ q_3 \ \dots \ q_n \ t) = \mathbf{0}, \quad (2)$$

jossa n tarkoittaa holonomisten yleisten koordinaattien lukumäärää ja t aikaa [6]. Rajoiteyhtälöt voivat siis olla yleisten koordinaattien funktiota ja riippua myös ajasta. Ajasta riippuvuus tekee rajoiteyhtälöstä yleisesti katsoen epälineaarisen.

Kuten ylempänä mainittiin, rajoiteyhtälöt kuvaavat kappaleiden ja ympäristön välisiä kytköksiä. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että kappaleelle on annettu jokin liikerajoite, joka estää kappaleen liikkumasta johonkin suuntaan tai pakottaa sen liikkumaan tietyllä tavalla. Liikerajoitteita jaetaan eri kategorioihin sen perusteella, minkä suhteen riippuvia ne ovat. Liikerajoitteet, jotka riippuvat yleisistä koordinaateista kutsutaan holonomisiksi. Ne rajoitteet, joita ei voida ilmaista yleistettyjen koordinaattien avulla, kutsutaan

epäholonomisiksi. Nämä rajoitteet ovat sellaisia, jotka voivat riippua esimerkiksi kappaleiden nopeuksista. Ajasta riippuvia rajoitteita kutsutaan skleronomisiksi rajoitteiksi. [6]

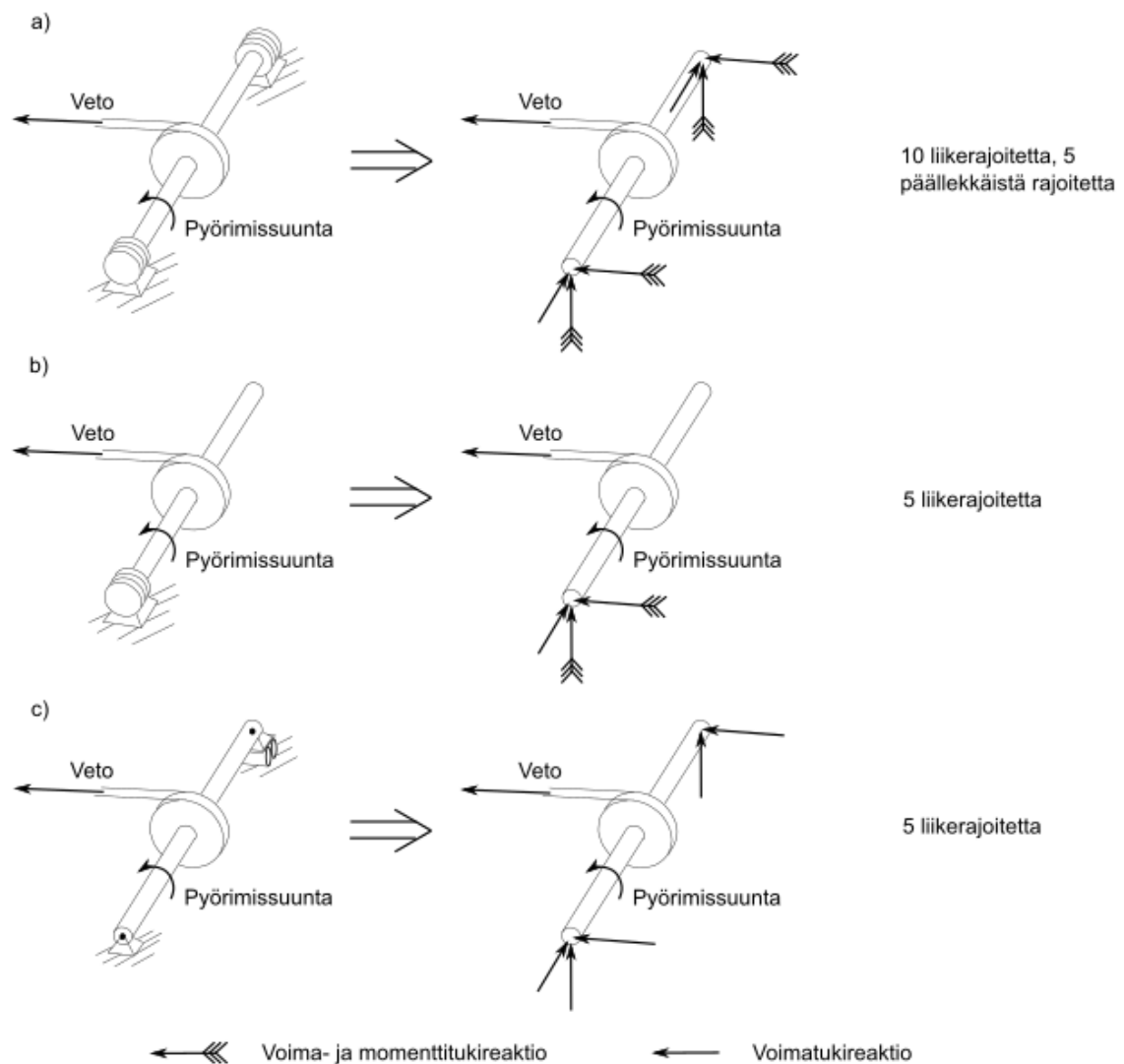
Yleisimpiä holonomisia rajoitteita ovat muun muassa jäykät liitokset, pyörähdysnivelet, translaatorajoitteet ja primitiiviset rajoitteet. Kuvassa 2 esitellään, kuinka monta rajoiteyhtälöä kustakin liitoksesta saadaan aikaiseksi kolmiulotteisessa ja kaksiulotteisessa avaruudessa. Kolmiulotteisessa tapauksessa jäykällä kappaleella on kuusi vapausastetta ja tasotapauksessa vapausasteita on kolme. Jäykkä liitos estää kappaleen liikkumisen jokaisella vapausasteella. Pyörähdysliitos sallii ainoastaan kappaleen pyörimisen yhden pyörähdysakselinsa ympäri, joten tasotapauksessa vapausasteita vähenee kaksi ja kolmiulotteisessa tapauksessa viisi. Translaatiotuenta sallii kappaleen etenemisen yhteen suuntaan, mutta estää kiertymisen kaikissa suunnissa, jolloin vapausasteita jää jäljelle yksi. Primitiivinen liitos taas ei estä pyörimistä, mutta sallii etenemisen yhteen suuntaan, joten vapausasteita jää jäljelle kolmiulotteisessa avaruudessa kolme ja tasotilanteessa yksi.

Liikerajoitteen tyyppi		Rajoiteyhtälöiden määrä	
		2D	3D
Jäykkä liitos		3	6
Pyörähdysnivel		2	5
Translaatorajoite		2	5
Primitiivinen rajoite		1	3

Kuva 2. Liikerajoitteista saatavat rajoiteyhtälöt.

Määrittäessä liitoksia monikappalemallille on hyvä muistaa, että kaksi tai useampi rajoitetta eivät saa kuvata samaa asiaa [8, 9]. Rajoiteyhtälöjoukon tulee olla lineaarisesti riippumaton, jotta yhtälöryhmällä olisi yksityisratkaisu. Kuvassa 3.a esitellään esimerkki päällekkäisistä rajoitteista. Kuvan systeemi esittää akselia ja hihnapyörää, mitä

pyöritetään hihnan avulla. Systeemin vapaakappalekuvat näkyvät oikealla. Kuvan akseli on jäykkä, ja se on tuettu pyörähdysniveleillä molemmista päistään. Systeemin tulisi toimia siten, että akseli pääsee kiertymään vapaasti pyörimisakselinsa ympäri, mutta akseli pysyy muuten paikallaan. Vapaakappalekuvioista nähdään, että liikerajoitteita on riittävästi, vaikka toinen pyörähdysnivel poistetaan, kuten kuvassa 3.b on tehty. Toinen pyörähdysnivel on siis ylimääräinen. On kuitenkin todettava, että toisen liitoksen poistaminen johtaa epätoivottuihin reaktiovoimiin. Todennäköisesti on tarkoitus, että radiaaliset reaktiovoimat jaetaan tasaisesti molemmille puolille.



Kuva 3. Systeemin liikerajoitteiden mallintaminen a) päällekkäisillä rajoitteilla, b) epäsymmetrisillä tukireaktiovoimilla c) tasaisesti jaetuilla tukireaktiovoimilla.

Akselin rajoiteyhtälöt on mahdollista toteuttaa myös toisella tavalla. Kuvassa 3.c esitellään vaihtoehtoinen menetelmä täysin saman liikkeen toteuttamiseen. Nyt systeemi ei sisällä ylimääräisiä rajoitteita, ja radiaaliset reaktiovoimat jakaantuvat tasaisesti molemmille tuille. Jäykkien kappaleiden monikappaledynamiikkaa analysoitaessa on siis

käytettävä tapauskohtaista harkintaa, minkälaisia liikerajoitteita systeemissä käytetään, koska reaktiovoimien kannalta vastaus ei välttämättä ole yksikäsitteinen [10]. Kyseisen ongelman tarkastelu tulee vastaan ainakin tilanteissa, joissa liikerajoitteiden välissä on kitkaa. Koska kitkamalli voi olla riippuvainen tukireaktiovoiman suuruudesta, tulee tukireaktiovoimien olla oikean suuruiset.

Koska reaktiovoimat eivät aina ole yksikäsitteisiä ja päällekkäisiä liikerajoitteita ei tulisi olla, voi monimutkaisten systeemien liikerajoitteiden mallintaminen olla hankalaa. Tällaisia systeemejä ovat esimerkiksi kehärakenteet. Monikappaledynamiikkaohjelmistoissa päällekkäisten rajoitteiden tunnistamiseen ja poistamiseen on kehitetty algoritmeja [8], mutta reaktiovoimien oikeellisuuden varmistaminen on analysoijan vastuulla. On myös olemassa matemaattisia menetelmiä, joilla reaktiovoimien kannalta yksiselitteisten liikerajoitteiden joukko voidaan tunnistaa [9], mutta tällaisia ei ole implementoitu ainakaan ANSYS Motioniin. Ohjelmisto ei siis varoita, vaikka tukireaktioille löytyisikin useampia ratkaisuja.

2.1.3 Kelluvan koordinaatiston menetelmä

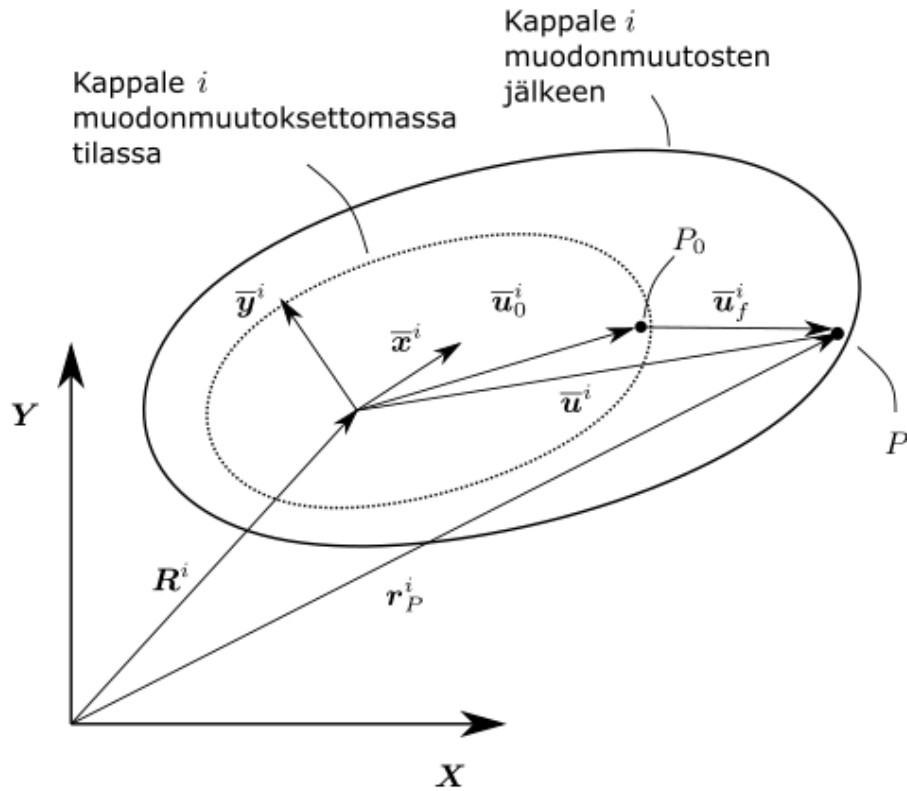
Yleinen tapa kuvata kappaleen liikettä on jakaa se kappaleen viitekoordinaatiston liikkeeseen sekä materiaalipisteiden liikkeeseen suhteessa viitekoordinaatistoon. Tätä kutsutaan kelluvan koordinaatiston menetelmäksi. Nimitys kelluva koordinaatisto tulee siitä, ettei kappaleen koordinaatistoa kiinnitetä mihinkään tiettyyn materiaalipisteeseen. [11]

Joustavan kappaleen dynamiikassa kelluvan koordinaatiston käyttö mahdollistaa mallin vapausasteiden vähennystekniikoiden helpon implementoinnin, minkä vaikutus laskenta-aikaan voi olla hyvinkin huomattava. Vapausasteiden vähentäminen kuitenkin asettaa analyysille tietynlaisia rajoituksia, joita käsitellään alaluvussa 2.1.4. [12]

Viitekoordinaatiston sijainnilla voi olla merkitystä ainakin joustavan kappaleen liikkeen formuloinnin kannalta, ja se voi olla kytköksissä siirtymämuotojen valintaan [13]. Siirtymämuodoista enemmän alaluvussa 2.1.4. Viitekoordinaatiston valinnalle on asetettu ehto, että sen ja kappaleen välillä ei saa olla jäykkää liikettä. Tästä syystä kirjallisuudessa [12] välillä tulkitaankin menetelmän jakavan liike jäykkään sekä deformatuvaan osaan. Koordinaatiston valinta ei siis ole yksikäsitteinen, joten jako jäykkään ja deformatuvaan liikkeeseen on kyseenalaista, sillä niiden määritelmät ovat riippuvaisia koordinaatiston valinnasta [6, 11].

Formuloinnin perusajatus näkyy kuvassa 4, missä joustavan kappaleen i mielivaltaisen pisteen P paikkavektori \mathbf{r}_P^i globaalissa koordinaatistossa ilmaistaan kappaleen lokaalin koordinaatiston paikkavektorin \mathbf{R}^i sekä paikallisen siirtymävektorin \mathbf{u}^i avulla. Kuvassa

katkoviivoilla esitetty alue on kappaleen muoto ennen muodonmuutoksia ja suurempi yhtenäinen viiva kuvastaa kappaletta muodonmuutosten jälkeen. XY -koordinaatisto viittaa globaaliin koordinaatistoon ja \overline{xy} kappaleen lokaaliin koordinaatistoon.



Kuva 4. Pisteen P paikkavektori ilmaistuna kelluvan koordinaatiston menetelmän mukaisesti.

Paikallinen siirtymävektori koostuu kahdesta osasta: pisteen P sijainnista $\overline{\mathbf{u}}_0^i$ alkutilassa lokaaliin koordinaatistoon nähden sekä paikallisista muodonmuutoksista $\overline{\mathbf{u}}_f^i$, kuten kaavassa (3).

$$\overline{\mathbf{u}}^i = \overline{\mathbf{u}}_0^i + \overline{\mathbf{u}}_f^i \quad (3)$$

Kappaleen i pisteen P globaali paikkavektori ilmaistaan samalla periaatteella kuin jäykän kappaleen liikkeelle, yhtälön (4) mukaisesti. Sijoittamalla lokaaliksi paikkavektoriksi $\overline{\mathbf{u}}^i$:n, saamme P :n paikaksi

$$\mathbf{r}_P^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i \overline{\mathbf{u}}^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i (\overline{\mathbf{u}}_0^i + \overline{\mathbf{u}}_f^i), \quad (4)$$

jossa \mathbf{R}^i on kappaleen koordinaatiston paikkavektori ja \mathbf{A}^i rotaatiomatriisi globaalin sekä lokaalin koordinaatistojen välille. [6]. Kaavasta (4) nähdään, miksi kelluvan koordinaatiston menetelmä soveltuu hyvin monikappaledynamiikan ongelmiin: Jos kappaleen muodonmuutos $\overline{\mathbf{u}}_f^i$ on nollavektori, kaava kuvaa jäykän kappaleen liikettä.

2.1.4 Vapausasteiden vähentäminen

Muodonmuutosten tuoma lisäys yleisten koordinaattien kokonaismäärään luo systeemiin suuren määrän vapausasteista, minkä takia malli on hyvin raskas laskettavaksi, varsinkin pitkissä dynaamisissa analyyseissa. Vapausasteiden määrää voidaan kuitenkin vähentää tekemällä otaksumia kappaleen mahdollisista muodonmuutoksista. Perusajatus vapausasteiden vähentämisessä on se, että vapausasteiden määrä supistetaan ennalta valittuihin siirtymämuotoihin ja niitä vastaaviin amplitudeihin \mathbf{p}^i . Siirtymävektori voidaan yleisessä muodossa ilmaista $n:n$ vapausasteen systeemille kaavalla

$$\bar{\mathbf{u}}_f^i \approx \Phi^i \mathbf{p}^i, \quad (5)$$

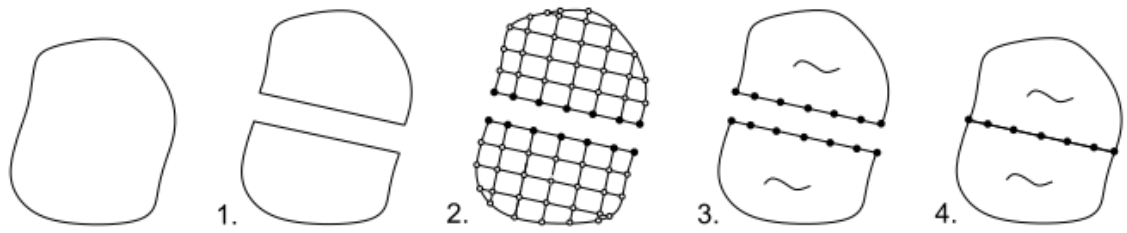
jossa Φ^i muotomatriisi ja $\Phi^i \in \mathbb{R}^{n \times m}$. Indeksillä m on siirtymämuotojen määrä ja $m < n$. Muotomatriisi Φ^i on usein ratkaistavissa etukäteen, jolloin analyyseissa ratkaistavaksi jää vain amplitudivektori \mathbf{p}^i , jonka alkioita kutsutaan modaalikoordinaateiksi. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että täysien vapausasteiden ongelmassa ratkaistavat yleistetyt koordinaatit korvataan näillä modaalikoordinaateilla. [6]

Luvussa 2.1.3 käsiteltyt kelluvan koordinaatiston menetelmän mukaiset muodonmuutokset $\bar{\mathbf{u}}^i$ ja paikkavektori \mathbf{r}_p^i voidaan nyt siis ilmaista kaavojen (6) ja (7) mukaisesti [6].

$$\bar{\mathbf{u}}^i = \bar{\mathbf{u}}_0^i + \bar{\mathbf{u}}_f^i = \bar{\mathbf{u}}_0^i + \Phi^i \mathbf{p}^i \quad (6)$$

$$\mathbf{r}_p^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i \bar{\mathbf{u}}^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i (\bar{\mathbf{u}}_0^i + \Phi^i \mathbf{p}^i) \quad (7)$$

Tätä samaa periaatetta voidaan hyödyntää usean kappaleen systeemeissä, jolloin puhutaankin CMS-menetelmästä (*Component Mode Synthesis*). CMS-prosessi voidaan jakaa kuvan 5 mukaisesti neljään eri vaiheeseen: 1) systeemin jako alimalleihin, 2) alimallien diskretisointi elementteihin, 3) vapausasteiden vähentäminen sekä 4) systeemin uudelleenkasaus alimalleista. Alimalleihin jako tarkoittaa sitä, että osa tai kokoonpano pilkotaan pienempiin kokonaisuuksiin. Sen jälkeen alimalleista tehdään elementtimenetelmän mukaiset elementtiverkot. Verkon solmut on usein jaettu rajasolmuihin sekä sisäisiin solmuihin. Rajasolmut on kuvassa 5 merkitty mustalla ja sisäiset solmut valkoisella. Diskretisoinnin jälkeen suoritetaan vapausasteiden vähentäminen, missä luodaan muotomatriisi Φ^i sekä modaalikoordinaatit \mathbf{p}^i . Viimeisessä vaiheessa alimallit kytketään toisiinsa kiinni jollakin reunaehdoilla. Lopputuloksena saadaan malli, jonka rakenne koostuu muutamasta niin kutsutusta superelementistä, joiden siirtymäkentät tunnetaan ennalta.



Kuva 5. CMS-prosessin vaiheet: 1) alimallinnus, 2) alimallien diskretisointi elementteihin, 3) vapausasteiden vähentäminen ja 4) kokoonpano.

Vapausasteiden vähentämisen suurimpia etuja ovat huomattava lasku laskenta-ajassa ja muistin tarpeessa. Elementtimenetelmässä jokaisella solmulla on vapausasteita usein ainakin 3, ja solmuja mallissa voi olla huomattava määrä, kuten 100 000. CMS-tekniikoiden jälkeen esimerkiksi kappaleen sisäiset muodonmuutokset kuvataan ennalta valituilla muodoilla, jotka lisäävät yhden vapausasteen per muoto. Rajasolmuilla vapausasteita ei usein vähennetä. Kymmenet tai sadat muodot voivat olla riittävä määrä muotoja muodonmuutosten kuvaamiseen, ja vapausasteiden kokonaismäärä jää samoihin suuruusluokkiin, jos reunasolmuja on kohtuullinen määrä. Säästö vapausasteiden määrässä voi siis olla ainakin tuhatkertainen.

CMS-tekniikoita on kehitetty paljon erilaisia, joista kuuluisimpia lienee ovat Craig-Bampton-menetelmä [14] sekä sen johdannaiset [15, 16]. CMS-menetelmien erot johtuvat tavasta vähentää vapausasteita, mutta yhteinen tekijä on usein se, että siirtymämuodot jaetaan dynaamiseen sekä staattiseen osaan kaavan (8) mukaisesti.

$$\bar{\mathbf{u}}_f = \mathbf{u}_{stat} + \mathbf{u}_{dyn} \quad (8)$$

Dynaaminen osa huomioi kappaleen dynaamiset muodonmuutokset ja staattinen osa reunaehdot sekä yhteensopivuuden muiden kappaleen kanssa. Se, miten nämä dynaamiset ja staattiset muodot huomioidaan, riippuu menetelmästä. Dynaaminen osa saadaan yleensä kappaleen ominaismuodoista [17], mutta riippuen menetelmästä joko vapaista tai jäykästi tuetuista ominaismuodoista, tai jotain siltä väliltä.

Staattisen osuuden huomioivia muodonmuutoksia kutsutaan usein staattisiksi korjauskertoimiksi, jotka myös voidaan määrittää muutamalla eri tavalla. Useimmiten käytetään joko rajoitemuotoja, kiinnitysmuotoja tai jäännöskiinnitysmuotoja. Rajoitemuoto saadaan asettamalla yksikkösiirtymä yhdelle reunasolmulle ja kiinnittämällä muut reunasolmut paikalleen. Kiinnitysmuoto ja jäännöskiinnitysmuodot saadaan asettamalla yksikkövoima yhdelle rajasolmulle ja jättämällä muut rajasolmut vapaiksi. Menettely onnistuu hyödyntämällä inertiaavapautusta, josta voi lukea lähteestä [18].

Eri tekniikat vapausasteiden vähentämiseen eivät aina usein anna samalle ongelmalle samoja tuloksia, mutta niiden vertailu on jätetty tämän työn ulkopuolelle. Lisää CMS-menetelmistä ja niiden kehityksestä voi lukea lähteestä [19].

CMS-menetelmässä sekä muissa vapausasteiden vähennystekniikoissa muodonmuutoksen dynaaminen osa \mathbf{u}_{dyn} saadaan usein superponoimalla ominaismuotoja yhteen. Muotojen superponointi tarkoittaa, että kappaleen deformaatiokenttä kuvataan siirtymäfunktioiden lineaarikombinaationa. Yhtälömuodossa tämä ilmaistaan kaavalla

$$\mathbf{u}_{dyn} \approx \sum_{j=1}^l \boldsymbol{\varphi}_j p_j, \quad (9)$$

jossa $\boldsymbol{\varphi}_j$ on j:des ominaismuoto, p_j on muotoa vastaava modaalikoordinaatti ja l valittujen ominaismuotojen määrä. Tilanteesta ja valituista muodoista riippuen jo pieni määrä muotoja voi kuvata systeemin toimintaa riittävän tarkasti. Oikeiden muotojen valintaan ei ole täydellistä ohjeistusta olemassa, joten tulosten tarkkuus riippuu vahvasti analyysin suorittajasta. Alaluvussa 2.1.6 esitellään yksi laskennallinen menetelmä, joka jossain tapauksissa auttaa muotojen valinnassa.

Valitettavasti ominaismuodot kuvaavat vain kappaleen lineaarista käyttäytymistä, joten menetelmä antaa luotettavia tuloksia vain silloin kun venymät ovat pieniä, jos silloinkaan. On myös tilanteita, jotka vähäisistä venymistä huolimatta vaativat epälineaarista venymä-siirtymä-yhteyttä, jotta siirtymäkentän kuvaus saadaan riittävän tarkaksi. Yksi perinteinen ongelma, jossa venymät ovat pieniä, on kulmanopeudeltaan suuren roottorin lapojen mallintaminen. Suuri pyörimisnopeus aiheuttaa lapoihin keskipakoisvoiman, joka pyrkii venyttämään lapaa pituussuunnassa. Tällä on rakennetta jäykistävä vaikutus muun muassa taivutusta kohtaan, mutta se jää huomioimatta ilmiön epälineaarisen luonteen vuoksi. [12] On olemassa myös epälineaarisia CMS-tekniikoita [20, 21], mutta niiden käyttökohteet ovat rajattuja. Epälineaarisen ongelman linearisointi voi olla lisäksi vaikeaa tulosten oikeellisuuden vahvistamisen lisäksi.

2.1.5 Ominaismuotomenetelmä

Tässä kappaleessa esitellään Craig-Chang -menetelmän muunnos vapausasteiden vähentämiseen. Craig-Chang -menetelmässä dynaamiset muodonmuutokset kuvataan vapailla ominaismuodoilla ja staattiset muodonmuutokset jäännöskiinnitysmuodoilla [22]. Tässä versiossa hyödynnetään rajoitemuotoja jäännöskiinnitysmuotojen sijasta. Lopuksi muodot ortonormeerataan ominaisarvo-ongelman avulla, kuten lähteessä [23].

Dynaamisia vaikutuksia huomioivat vapaat ominaismuodot sekä niitä vastaavat taajuudet ratkaistaan yleistetystä ominaisarvo-ongelmasta kaavan (10) mukaisesti. Laskenta suoritetaan yleensä ennen varsinaista dynaamista analyysia, ja se tarvitsee suorittaa vain kerran. Tämä on myös yksi syy miksi menetelmä säästää laskenta-aikaa.

$$\left[\mathbf{K}_f^i - (\omega_j^i)^2 \mathbf{M}_f^i \right] \boldsymbol{\varphi}_j^i = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n_N. \quad (10)$$

Yhtälössä (10) merkintä ω_j^i tarkoittaa kappaleen j :ttä ominaisarvoa, $\boldsymbol{\varphi}_j^i$ sitä vastaavaa ominaismuotoa, n_N normaalimuotojen määrää, \mathbf{K}_f^i elementtimenetelmän mukaista jäykkyyismatriisia ja \mathbf{M}_f^i massamatriisia kappaleelle i . Ominaismuodot virittävät muotoavaruuden kannan Φ^{iN} , joka on dynaamisten vaikutusten osuus muotomatriisista. Yläindeksi N viittaa normaali- eli ominaismuotoihin. Kanta on esiteltynä kaavassa (11). Kannan vektorit ovat usein keskenään ortogonaalisia, sillä jäykkyyss- ja massamatriisi oletetaan symmetriseksi tai symmetrisoidaan.

$$\Phi^{iN} = [\boldsymbol{\varphi}_1^i, \boldsymbol{\varphi}_2^i, \dots, \boldsymbol{\varphi}_{n_N}^i] \quad (11)$$

Kyseinen muotomatriisi ei siis vielä huomioi staattisia korjauskertoimia, joita yleensä CMS-menetelmissä käytetään parantamaan laskennan tarkkuutta. Kannan käyttö sellaisenaan muodonmuutosten kuvaamiseen on mahdollista, mutta tarvittavien muotojen määrä on huomattavasti suurempi kuin staattisten korjauskertoimien kanssa, jotta laskennan tarkkuus säilyy samana.

Craig-Chang -menetelmässä rakenne jaetaan sisäisiin sekä rajasolmuihin. Jäykkyyismatriisi sekä massamatriisi ovat jaetussa muodossa

$$\mathbf{K}_f^i = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_f^{iRR} & \mathbf{K}_f^{iRS} \\ \mathbf{K}_f^{iSR} & \mathbf{K}_f^{iSS} \end{bmatrix} \quad (12)$$

ja

$$\mathbf{M}_f^i = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_f^{iRR} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_f^{iSS} \end{bmatrix}, \quad (13)$$

jossa yläindeksi i viittaa rakenneosaan, R rajaosaan ja S sisäiseen osaan. Tässä menetelmässä staattinen korjauskertoimen määrittely muodonmuutokseksi, joka aiheutuu rakenteesta, kun yhdelle rajasolmelle annetaan yksikkösiirtymä ja muut rajasolmut pidetään paikallaan. Otaksumalla staattinen yhteys voiman ja siirtymän välillä saamme kaavan (14) mukaisen yhteyden. Kaavassa δ^{iR} on reunasolmujen siirtymävektori, δ^{iS} on sisäisten solmujen siirtymät ja \mathbf{F}^{iR} sekä \mathbf{F}^{iS} ovat niitä vastaavia solmuvoimia.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}^{iR} \\ \mathbf{F}^{iS} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_f^{iRR} & \mathbf{K}_f^{iRS} \\ \mathbf{K}_f^{iSR} & \mathbf{K}_f^{iSS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\delta}^{iR} \\ \boldsymbol{\delta}^{iS} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Järjestelemällä kaava (14) uudelleen ja asettamalla sisäiset solmuvoimat \mathbf{F}^{iS} nolllaksi saamme ratkaistua staattisen muodonmuutoksen osuuden

$$\boldsymbol{\delta}^{iS} = -(\mathbf{K}_f^{iSS})^{-1} \mathbf{K}_f^{iSR} \boldsymbol{\delta}^{iR}. \quad (15)$$

Kaavassa (15) näemme, että muotomatriisi staattiselle osuudelle on siis

$$\boldsymbol{\Phi}^{iK} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -(\mathbf{K}_f^{iSS})^{-1} \mathbf{K}_f^{iSR} \end{bmatrix}, \quad (16)$$

jossa K viittaa staattiseen korjaukseen. Nyt siirtymä staattisesta muodonmuutoksesta aiheutuen on määritelty. Ongelmana kuitenkin on, että kaavassa (10) laskettiin vapaita ominaismuotoja, joissa reunasolmujen liike ei ole rajoitettu. Reunasolmun kokonaissiirtymä on siis summa ominaismuodosta sekä staattisesta muodonmuutoksesta. Tämä tekee siirtymän laskennasta hankalaa, koska muodot ovat keskenään lineaarisesti riippuvaisia. Ongelma voidaan korjata esimerkiksi muuntamalla normaalimuotojen kanta niin kutsuttuun "staattiseen muotoon" kaavalla

$$\boldsymbol{\Phi}_s^{iN} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}^{iN}(1 : n_K, :) - \boldsymbol{\Phi}^{iK}(1 : n_K, :) \boldsymbol{\Phi}^{iN}(1 : n_K, :) \\ \boldsymbol{\Phi}^{iN}(n_K + 1 : n_{N+K}, :) - \boldsymbol{\Phi}^{iK}(n_K + 1 : n_{N+K}, :) \boldsymbol{\Phi}^{iN}(1 : n_K, :) \end{bmatrix}, \quad (17)$$

jossa n_K tarkoittaa staattisten muotojen määrää ja n_{N+K} kaikkien muotojen kokonaismäärää [24]. Staattisen muotomatriisin $\boldsymbol{\Phi}^{iK}$ reunasolmujen osuus on yksikkömatriisi, joten kaava (17) supistuu muotoon

$$\boldsymbol{\Phi}_s^{iN} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\Phi}^{iN}(n_K + 1 : n_{N+K}, :) - \boldsymbol{\Phi}^{iK}(n_K + 1 : n_{N+K}, :) \boldsymbol{\Phi}^{iN}(1 : n_K, :) \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Yhdistelemällä kaavat (8), (16) ja (18) voimme kirjoittaa kappaleen sisäisen muodonmuutoksen kaavan (19) esittämällä tavalla.

$$\bar{\mathbf{u}}_f^i = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\delta}^{iR} \\ \boldsymbol{\delta}^{iS} \end{bmatrix} \cong [\boldsymbol{\Phi}^{iK} \quad \boldsymbol{\Phi}_s^{iN}] \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{p}}^{iK} \\ \hat{\mathbf{p}}^{iN} \end{bmatrix} = \hat{\boldsymbol{\Phi}}^i \hat{\mathbf{p}}^i \quad (19)$$

Kaavassa (19) $\hat{\boldsymbol{\Phi}}^i$ on kokonaismuotomatriisi ja $\hat{\mathbf{p}}^i = [\hat{\mathbf{p}}^{iK} \quad \hat{\mathbf{p}}^{iN}]^T$ ovat ratkaistavat modaalikoordinaatit.

Kaavoissa (17) ja (18) tehty operaatio ei muuta kantaa $\hat{\boldsymbol{\Phi}}^i$, mutta voi tehdä ominaismuodoista $\boldsymbol{\Phi}_s^{iN}$ lineaarisesti riippuvia tai nollavektoreita. Muotomatriisia tulee käsitellä, jotta alimatriisin $\boldsymbol{\Phi}_s^{iN}$ lineaarisista riippuvuuksista ja nollavektoreista päästään eroon. [24] Lisäksi muotomatriisin staattiset muodot eivät tällä hetkellä sisällä tietoa rakenteen dynaamisesta käyttäytymisestä, koska muodot määriteltiin pelkän

jäykkyysmatriisin avulla. Molemmat ongelmat voidaan ratkaista ratkaisemalla uusi ominaisarvo-ongelma hyödyntämällä muotomatriisia $\hat{\Phi}^i$. Ominaisarvo-ongelmasta saadaan ratkaisuna uudet muodot, jotka ovat keskenään ortogonaalisia. Lisäksi staattisille muodoille saadaan taajuus, joka mahdollistaa muotopohjaisen vaimennuksen käytön kaikilla muodoilla. Vaimennusta tarkastellaan lisää alaluvussa 2.1.7. Yleensä uudet muodot vielä normeerataan massan suhteen, jolloin muotomatriisista tulee ortonormaali. Normeeraus ei muuta muotomatriisin kantaa, vaan operaatiolla pelkästään skaalataan kannan vektoreiden pituutta.

Modaalikoordinaatteihin kuvastetut jäykkyys- ja massamatriisit ovat muotoa

$$\hat{\mathbf{K}}^i = \hat{\Phi}^{iT} \mathbf{K}_f^i \hat{\Phi}^i, \quad (20)$$

$$\hat{\mathbf{M}}^i = \hat{\Phi}^{iT} \mathbf{M}_f^i \hat{\Phi}^i. \quad (21)$$

Ratkaistaan uusi ominaisarvo-ongelma modaalisen jäykkyyden $\hat{\mathbf{K}}^i$ ja massan $\hat{\mathbf{M}}^i$ avulla kaavasta

$$\left[\hat{\mathbf{K}}^i - (\hat{\omega}_j^i)^2 \hat{\mathbf{M}}^i \right] \mathbf{n}_j^i = 0, \quad (22)$$

jossa j käy läpi normaalimuodot sekä staattiset muodot. Yhtälöstä (22) saamme ratkaisuksi uudet ominaismuodot $\mathbf{n}_1^i, \mathbf{n}_2^i, \dots, \mathbf{n}_j^i$, jotka muodostavat kannan

$$\mathbf{N}^i = [\mathbf{n}_1^i, \mathbf{n}_2^i, \dots, \mathbf{n}_j^i]. \quad (23)$$

Kannan avulla saamme muutettua ominaismuotomatriisin $\hat{\Phi}^i$ uudeksi ortogonaaliseksi muotomatriisiksi Φ^i , kuten kaavassa (24).

$$\Phi^i = \hat{\Phi}^i \mathbf{N}^i \quad (24)$$

Nyt todellinen muodonmuutos $\bar{\mathbf{u}}_f^i$, modaalinen jäykkyysmatriisi \mathbf{K}_{pp}^i sekä massamatriisi \mathbf{M}_{pp}^i ilmaistaan uuden muotomatriisin avulla kaavojen (25), (26) ja (27) mukaisesti.

$$\bar{\mathbf{u}}_f^i \cong \Phi^i \mathbf{p}^i \quad (25)$$

$$\mathbf{K}_{pp}^i = \Phi^{iT} \hat{\mathbf{K}}^i \Phi^i = \text{diag}(\hat{\omega}_1^{i2}, \hat{\omega}_2^{i2}, \dots, \hat{\omega}_j^{i2}) \quad (26)$$

$$\mathbf{M}_{pp}^i = \Phi^{iT} \hat{\mathbf{M}}^i \Phi^i = \mathbf{I} \quad (27)$$

Kaavoista (26) ja (27) on nähtävissä, että nyt modaalinen jäykkyysmatriisi sekä massamatriisi ovat diagonaalimatriiseja. Normeeraus tekee massamatriisista yksikkömatriisin. Jäykkyysmatriisi koostuu ominaisarvoista $\hat{\omega}_1^i, \hat{\omega}_2^i, \dots, \hat{\omega}_j^i$, jotka kuvaavat

staattisten sekä normaalimuotojen herätetaajuuksia. Tässä vaiheessa muotojen fysikaalinen merkitys on muuttunut.

2.1.6 Massan osallisuuskertoimet

Muotojen massan osallisuuskertoimien tarkastelu on yleinen tapa arvioida valittujen ominaismuotojen riittävyyttä laskentamalliin. Massan osallisuuskertoimet saadaan laskettua tehollisten modaalimassojen avulla, jotka kertovat, kuinka paljon muoto aktivoi kappaleen muotomassaa valitussa liikesuunnassa. Tehollinen modaalimassa m_e kappaleen i muodolle j on

$$m_{e,j}^i = \frac{(\{\Phi^i \mathbf{M}_f^i \mathbf{r}\}_j)^2}{\hat{\mathbf{M}}_{jj}^i}, \quad (28)$$

joista \mathbf{M}_f^i , Φ^i ja $\hat{\mathbf{M}}_{jj}^i$ on esitelty alaluvussa 2.1.5 ja \mathbf{r} on valitun suunnan yksikkövektori. Massan osallisuuskertoimet jokaiselle muodolle saadaan jakamalla muodon tehollinen modaalimassa kaikkien muotojen modaalimassalla. Toisin ilmaistuna muodon j massan suhteellisuuskertoimen Γ_j^i on

$$\Gamma_j^i = \frac{m_{e,j}^i}{\sum m_{e,k}^i}, \quad (29)$$

jossa k käy läpi kaikki ominaismuodot. Yleensä alhaiset taajuudet liikuttavat suurimman osuuden massasta, joten niillä on myös suurin vaikutus dynaamiseen käyttäytymiseen. Massan suhteellisuuskertoimien summa kuormituksen suunnassa tulisi olla 0,8-0,9, jotta muotojen määrän voidaan sanoa olevan riittävä kuvaamaan kappaleen muodonmuutokset oikein. [25]

2.1.7 Rayleighin vaimennus

Rasitukset rakenteessa aiheuttaa lämpenemistä ja mahdollisesti peruuttamattomia muodonmuutoksia. Nämä ilmiöt kuluttavat systeemistä energiaa, joka näkyy rakenteen värähtelyn vaimenemisena. Vaimeneminen vaikuttaa rakenteen käyttäytymiseen usein merkittävästi, joten sen mallintaminen on tärkeää. Normaalimuotoja hyödyntävässä laskennassa tehokkain tapa kuvata vaimennusta on viskoosinen suhteellinen vaimennus. Suhteellinen vaimennus \mathbf{D}^i kappaleelle i määritellään

$$\boldsymbol{\varphi}_j^{i,T} \mathbf{D}^i \boldsymbol{\varphi}_k^i = 2\omega_j^i \xi_j^i \delta_{jk}^i, \quad (30)$$

jossa $\boldsymbol{\varphi}_k^i$ ja $\boldsymbol{\varphi}_j^i$ ovat ominaismuotoja tai yleisesti ominaisvektoreita, ξ_j^i on suhteellinen vaimennuskerroin ja δ_{jk} on Kroneckerin delta ($\delta_{jk} = 1$, kun $j = k$, muuten $\delta_{jk} = 0$). Jos vaimennuksen ratkaisemiseksi käytetään kahta vaimennuskerrointa, kyseessä on

Rayleighin vaimennus. Rayleighin mallissa oletetaan, että vaimennus on lineaarikombinaatio systeemin massa- sekä jäykkyyismatriisista. Vaimennusmatriisi on siis muotoa

$$\mathbf{D}^i = \alpha^i \mathbf{M}^i + \beta_R^i \mathbf{K}^i, \quad (31)$$

jossa α^i on β_R^i ovat Rayleighin vaimennuskertoimia. [3] Kertoimen β_R^i alaindeksi R on lisätty tähän työhön viittaamaan Rayleighin vaimennukseen. Kertoimet voidaan laskea sijoittamalla vaimennusmatriisi (31) kaavaan (30), jolloin saadaan

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\varphi}_j^{iT} (\alpha^i \mathbf{M}^i + \beta_R^i \mathbf{K}^i) \boldsymbol{\varphi}_j^i &= 2\xi_j^i \omega_j^i \\ \Rightarrow \alpha^i + \beta_R^i \omega_j^{i2} &= 2\xi_j^i \omega_j^i. \end{aligned} \quad (32)$$

Ominaisvektori $\boldsymbol{\varphi}_j^i$ kuvauttaa massamatriisin \mathbf{M}^i skalaariksi 1 ja massamatriisin \mathbf{K}^i ominaistaajuuden neliöksi ω_j^{i2} , kuten kaavoissa (26) ja (27) esiteltiin. Rakenteen normaalimuodoille on tunnettava kaksi suhteellista vaimennuskerrointa, jotta Rayleighin kertoimet saadaan ratkaistua. Kun kertoimet ovat ratkaistu, loput suhteelliset vaimennuskertoimet saadaan yhtälöstä

$$\xi_j^i = \frac{\alpha^i + \beta_R^i \omega_j^{i2}}{2\omega_j^i}. \quad (33)$$

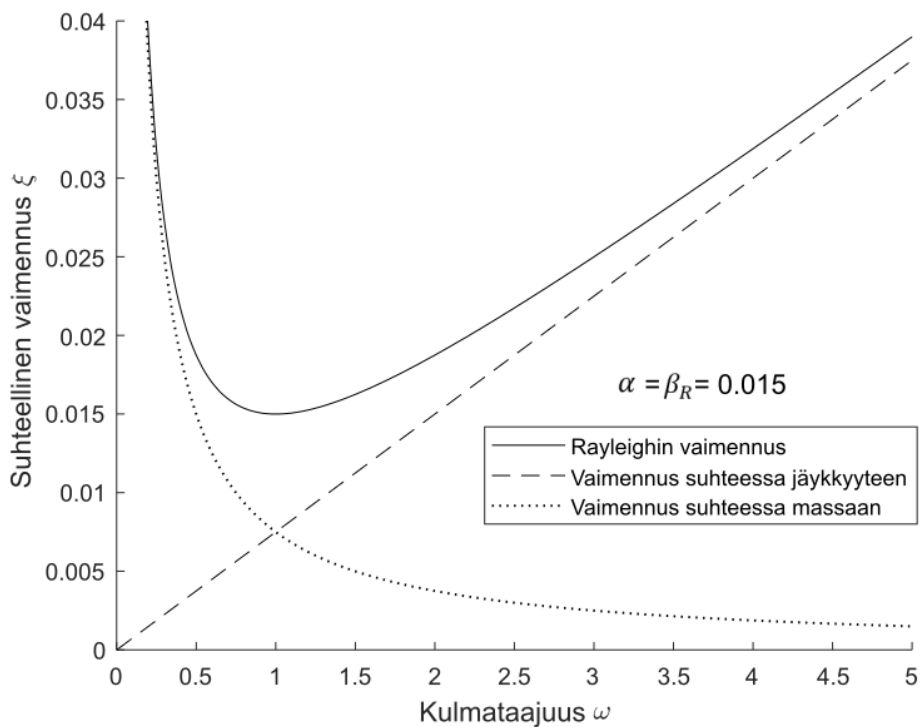
Vaimennuskertoimien valinta ei ole helppoa, jos ei tunneta rakenteen käyttäytymistä tai vaimennusta ei voida mitata todellisesta laitteesta. Silloin vaimennuskertoimen valinnassa kannattaa hyödyntää samankaltaisten rakenteiden vaimennuskertoimia, jos sellaisia on käytettävissä. [3] Lähteeseen [26] on kasattu viitearvoja eri materiaalien ja rakennusten vaimennuskertoimille. Esimerkiksi elastisessa rasituksessa oleville metalleille suhteellisen vaimennuksen tulisi olla $\xi < 0,01$ ja jatkuville metallirakenteille vaimennus tulisi olla $0,02 \leq \xi \leq 0,04$.

Rayleighin vaimennusta käytetään usein myös silloin, kun muotopohjaista joustavuutta ei hyödynnetä kappaleen mallinnuksessa. Tällöin parametrit α sekä β_R valitaan ilman suhteellista vaimennuskerrointa ja todennäköisesti koko mallille kerralla, eikä pelkästään yhdelle kappaleelle.

Hyvä puoli Rayleighin vaimennuksessa on laskennallinen tehokkuus, joka syntyy siitä, että se kuvataan massa- ja jäykkyyismatriisin lineaarikombinaationa. Rayleighin vaimennuksessa ja yleisesti suhteellisessa vaimennuksessa on kuitenkin huonojakin puolia. Suhteellinen vaimennus ei välttämättä kuvaa vaimennusta oikein, jos materiaaliominaisuudet ovat heterogeenisiä tai kovin epälineaarisia. Rayleighin

vaimennuksessa huono puoli on se, että parametrien α ja β_R valinta voi helposti vaimentaa liikaa alhaisia tai korkeita taajuuksia. Esimerkiksi suhteellisen vaimennuskertoimen avulla laskettu vaimennus, kuten kaavassa (32), vaimentaa liikaa korkeita taajuuksia. [3] Jos taas parametrit valitaan ilman laskentaa, joko alhaiset tai korkeat taajuudet voi vaimentua liikaa.

Kuvassa 6 esitellään Rayleighin vaimennus, kun kertoimet ovat $\alpha = \beta_R = 0,015$. Yhtenäinen viiva kuvaa Rayleighin vaimennusta, katkoviiva jäykkyyden osuutta ja pisteviiva massan osuutta vaimennuksesta. Massan osuus vaimennuksesta on eksponentiaalin ja jäykkyyden osuus on lineaarinen. Kuvasta on huomattavissa, että massan osuus vaimennuksesta hallitsee alhaisilla taajuuksilla, mutta taajuuden kasvaessa jäykkyyden osuus vaimennuksesta ottaa vallan.



Kuva 6. Rayleighin vaimennus parametreilla $\alpha = \beta_R = 0,015$.

Massan vaimennuksen eksponentiaalisuuden takia parametrin α valinta kannattaa tehdä huolella, etteivät alimmat taajuudet vaimene kokonaan pois. Joissain tapauksissa [27] jopa suositellaan, että massan vaimennus jätetään kokonaan pois, jolloin vaimennus syntyy vain lineaarisesta jäykkyyden vaimennuksesta. Usein laskennassa ollaan kiinnostuneita alimmista taajuuksista, eikä niinkään korkeista taajuuksista. Silloin pelkkä jäykkyyden vaimennus voi olla perusteltua.

2.1.8 Lagrangen liikeyhtälöt

Tässä työssä esitellään Lagrangen menetelmän mukaiset liikeyhtälöt, jotka perustuvat pienimmän vaikutuksen periaatteeseen ja hyödyntävät Lagrangen kertoimia yhtälön ratkaisussa. Menetelmää käytetään monessa ohjelmistossa, sillä liikeyhtälön muodostus on suoraviivainen prosessi. Liikeyhtälöt muodostetaan kappaleen kineettisen energian, sisäisten ja ulkoisten voimien virtuaalisen työn sekä rajoiteyhtälöiden avulla. [6] Liikeyhtälöiden johtaminen sivuutetaan tässä työssä, mutta ne löytyvät kokonaisuudessaan lähteestä [6]. Kelluvaa koordinaatistoa hyödyntävä liikeyhtälö kappaleelle i voidaan kirjoittaa muodossa

$$\mathbf{M}^i \ddot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{K}^i \dot{\mathbf{q}}^i + \mathbf{D}^i \mathbf{q}^i + \mathbf{C}_{q^i}^T \boldsymbol{\lambda}^i = \mathbf{Q}^{ie} + \mathbf{Q}^{iv}, i = 1, 2, \dots, n_b, \quad (34)$$

jossa n_b on kappaleiden määrä systeemissä, \mathbf{M}^i on massamatriisi, \mathbf{K}^i on jäykkyysmatriisi, \mathbf{D}^i on vaimennusmatriisi, \mathbf{Q}^{ie} on yleistetty voimavektori, \mathbf{C}_{q^i} on rajoiteyhtälöiden jakobiaanimatriisi, $\boldsymbol{\lambda}^i$ ovat Langrangen kertoimia ja \mathbf{Q}^{iv} on neliöllinen nopeusvektori. Liikeyhtälö on toisen asteen differentiaaliyhtälö, jonka ratkaisun tulee myös toteuttaa kappaleessa 2.1.2 määritelty algebrallinen rajoiteyhtälö (2). Dynaamisessa analyysissä se ratkaistaan jonkin integraatiomenetelmän avulla, joista yksi esitellään kappaleessa 2.3.

Liiketyhtälön komponenttien sisältö riippuu siitä, käytetäänkö vähennystekniikoita vai ei. Tässä luvussa komponentit esitellään kappaleen 2.1.5 ominaismuotomenetelmän mukaisessa muodossa. Vaimennusmatriisia ei esitellä, koska sen sisältö riippuu vaimennusmenetelmästä, mutta ominaismuotomenetelmän tapauksessa se yleensä on luvun 2.1.7 mukainen Rayleigh-vaimennus [3].

Vähennystekniikoita hyödyntäessä liikeyhtälö (34) kannattaa usein jakaa osiin, joissa on eroteltu jäykän kappaleen translaation osuus R , rotaation osuus θ sekä elastisen liikkeen osuus p . Tässä tapauksessa yleistetyt koordinaatit ovat muotoa

$$\mathbf{q} = [\mathbf{R}^i \quad \boldsymbol{\theta}^i \quad \mathbf{p}^i]^T. \quad (35)$$

Kaavassa (36) esitellään neliöllinen nopeusvektori \mathbf{Q}^{iv} , joka saadaan derivoimalla kineettinen energia ajan sekä yleisten koordinaattien suhteen. Neliöllinen nopeusvektori sisältää koriolis- ja keskipakovoimien vaikutukset kappaleen liikkeeseen. Nopeusvektori on epälineaarinen funktio, joka riippuu yleisistä koordinaateista sekä nopeuksista. Se on jaettu kolmeen osaan, joista ensimmäinen eli \mathbf{Q}_R^{iv} kuvaa translaation osuutta nopeudesta, \mathbf{Q}_θ^{iv} rotaation osuutta ja \mathbf{Q}_p^{iv} muodonmuutosten osuutta.

$$\mathbf{Q}^{iv} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_R^{iv} \\ \mathbf{Q}_\theta^{iv} \\ \mathbf{Q}_p^{iv} \end{bmatrix} \quad (36)$$

Ulkoisten voimien vaikutus liikkeeseen kuvataan yleistetyllä voimavektorilla \mathbf{Q}^{ie} , joka saadaan johdettua virtuaalisen työn avulla. Yleistetty voimavektori on komponentteihin jaettuna

$$\mathbf{Q}^{ie} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_R^{ie} \\ \mathbf{Q}_\theta^{ie} \\ \mathbf{Q}_p^{ie} \end{bmatrix}, \quad (37)$$

jossa \mathbf{Q}_R^{iv} ja \mathbf{Q}_θ^{iv} ovat translaation ja rotaation osuus voimista. Komponentti \mathbf{Q}_p^{ie} sisältää joustavassa kappaleessa olevat ulkoiset solmuvoimat. Näihin kuuluu esimerkiksi tilavuusvoimat, mutta mahdollisesti myös kappaleiden väliset jousivoimat. Rajoiteyhtälöiden jakobiaanimatriisi on

$$\mathbf{C}_{q^i} = \frac{\partial \mathbf{C}_j}{\partial \mathbf{q}_k} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{R^i} \\ \mathbf{C}_{\theta^i} \\ \mathbf{C}_{p^i} \end{bmatrix}, \quad (38)$$

joka yhdessä Lagrangen kertoimien λ^i kanssa huomioi rajoiteyhtälöiden vaikutukset liikeyhtälössä. Monikappaledynamiikassa Lagrangen kertoimet tarkoittavat käytännössä tukireaktiovoimia ja -momenteja. Kappaleen massamatriisi on

$$\mathbf{M}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{RR}^i & \mathbf{M}_{R\theta}^i & \mathbf{M}_{Rp}^i \\ & \mathbf{M}_{\theta\theta}^i & \mathbf{M}_{\theta p}^i \\ \text{sym.} & & \mathbf{M}_{pp}^i \end{bmatrix}. \quad (39)$$

Massamatriisi on rakennettu niin, että massa jaetaan solmuille. Massamatriisin alkiomatriiseista translaation osuus \mathbf{M}_{RR}^i ja elastinen osuus \mathbf{M}_{pp}^i ovat vakioita, mutta muut alkiot alkiomatriisit riippuvat yleisistä koordinaateista. Toisaalta yleiset koordinaatit ovat ajasta riippuvia, sillä ne ratkaistaan liikeyhtälöstä. Täten myös massamatriisi on ajasta riippuvainen, joten se on päivitettävä jokaisella aika-askeleella.

Viimeisenä esitellään jäykkyyismatriisi \mathbf{K}^i , joka on muotoa

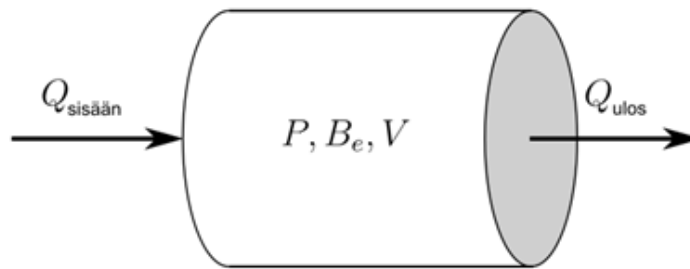
$$\mathbf{K}^i = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_{pp}^i \end{bmatrix}. \quad (40)$$

Jäykkyyismatriisi \mathbf{K}^i on nollamatriisi, paitsi modaalien koordinaattien \mathbf{p}^i osalta. Modaalinen jäykkyyismatriisi \mathbf{K}_{pp}^i määritetään alaluvussa 2.1.5 kaavassa (26) ja se on diagonaalinen.

2.2 Hydrauliiikka

Työssä käytetty hydrauliiikka kuvataan keskitettyjen parametrien mallilla, jossa järjestelmä on jaettu nestetilavuusmalleihin, jotka ovat kytköksissä toisiinsa kuristusmallien kautta. Paineen oletetaan jakautuneen tasaisesti koko tilavuuden alueelle. Nestetilavuus voi olla muuttuva, jolloin puhutaan syrjäytystilavuudesta. Ne myös voivat huomioida nesteen, ilman ja rakenteen jouston riippuen mallin monimutkaisuudesta. Kuristusmallit toimivat nestetilavuuksien välisinä rajoiteyhtälöinä, joiden välissä paine tai tilavuusvirta usein laskee. [28]

Työssä käytetyn laskentamallin perusajatus on esitelty kuvassa 7. Nestetilavuus saa sisääntulona tilavuusvirran $Q_{\text{sisään}}$ ja tilavuusvirta ulos on Q_{ulos} . Tilavuusvirta määritellään kaavalla $Q = v/A$, jossa v tarkoittaa nesteen keskimääräistä nopeutta ja A putken pinta-alaa. Kentällä on koko komponentin kattava tasainen paine P , tilavuus V ja tehollinen puristusmoduuli B_e . Nesteen puristusmoduulilla kuvataan nesteen tilavuuden riippuvuutta paineesta, ja sen suuruuteen vaikuttaa lämpötila. Tehollisella puristusmoduulilla sen sijaan pyritään huomioimaan myös esimerkiksi rakenteen jouston ja ilmakuplien tilavuuden muutokseen riippuen laskentamallin tarkkuudesta. [28]



Kuva 7. Nestetilavuusmallin periaatekuva.

Nestetilavuuden tila lasketaan hyödyntämällä massan säilymisen jatkuvuusyhtälöä, jossa malliin sisään tulevan massan suuruus täytyy olla yhtä suuri kuin ulostulomassa. Oletetaan myös lähtevän ja sisään tulevan nesteen tiheys ja puristuskerroin vakioksi sekä järjestelmän paine paljon pienemmäksi kuin nesteen puristusmoduuli. Tällöin saadaan alimallin jatkuvuusyhtälöksi

$$\frac{dP}{dt} = \dot{P} = \frac{B_e}{V} \left(\sum Q - \dot{V} \right), \quad (41)$$

jossa \dot{V} on tilavuuden aikaderivaatta ja $\sum Q$ tilavuusvirtojen summa. Kaavassa tilavuusvirta Q_{ulos} oletetaan negatiiviseksi ja $Q_{\text{sisään}}$ positiiviseksi Kirchhoffin lain mukaisesti. Kuvan 7 tapauksessa tilavuusvirtojen summa on

$$\sum Q = Q_{sisään} + Q_{ulos}. \quad (42)$$

Kaavassa (41) esiteltyä jatkuvuusyhtälöä kutsutaan paineen generoitumisen yhtälöksi, joka yllä tehtyjen oletusten takia ei täysin täytä massan säilymislakia, mutta on usein riittävän tarkka. [28]

2.2.1 Virtauslajit

Hydraulinesteen virtaus järjestelmässä voi olla joko turbulenttia tai laminaarista. Laminaarisessa virtauksessa nestepartikkelit kulkevat virtaviivaisesti samaan suuntaan. Turbulenttinen tarkoittaa pyörteellistä virtausta, jossa nestepartikkelien liikerata on kaoottinen, mutta ne keskimääräisesti kulkeutuvat samaan virtaussuuntaan. Reynoldsin luvun Re avulla voidaan laskennallisesti määrittää, kumpaan virtauslajiin neste kuuluu. Reynoldsin luku on dimensioton ja se tarkoittaa nesteessä vaikuttavien inertiavoimien suhdetta muodonmuutosta vastustaviin viskoosikittavoimiin. Putkivirtauksen Reynoldsin luku määritellään kaavalla

$$Re = \frac{vD_H}{\nu} = \frac{QD_H}{\nu A}, \quad (43)$$

jossa v on virtauksen keskimääräinen nopeus, A on putken halkaisija ja D_H on putken hydraulinen halkaisija. Kaavassa ν on nesteen dynaaminen viskositeetti ja sen yksikkö on m/s^2 . Hydraulinen halkaisija määritellään kaavalla

$$D_H = \frac{4A}{U}, \quad (44)$$

jossa U on poikkileikkauksen piiri. [29]

Kriittinen Reynoldsin luku ilmaisee, missä vaiheessa virtaus muuttuu laminaarisesta turbulentiksi. Luku määritetään erilaisille pinnoille ja geometrioille kokeellisesti. Mitä enemmän virtaustie vastustaa nesteen liikettä, sitä alhaisempi kriittinen Reynoldsin luku on. Jos kaavassa (43) määritelty Reynoldsin luku on suurempi kuin kriittinen Reynoldsin luku, virtaus on ylittänyt laminaarisen virtauksen rajan ja kehittymässä tai jo kehittynyt turbulentiksi virtaukseksi. Kehittymisvaihetta laminaarisesta virtauksesta turbulentiksi virtaukseksi kutsutaan transitoalueeksi. [29]

2.2.2 Virtauksen rajoittaminen

Kriittistä Reynoldsin lukua pienentäviä äkillisiä kaventumia virtauskanavassa kutsutaan kuristimiksi. Yleensä kuristimia käytetään rajoittamaan virtausta, mutta myös muut hydraulikkakomponentit voivat rajoittaa virtausta. Muutos virtauksessa johdetaan usein analyttisesti Bernoullin yhtälöstä

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = P_2 + \rho g z_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (45)$$

jossa z_1 sekä z_2 ovat korkeuseroja ja g on putoamiskiihtyvyys. Indeksillä 1 tarkoitetaan virtausta ennen rakoa ja indeksillä 2 tarkoitetaan virtausta raon jälkeen. Olettamalla, että tarkasteltavat kohdat ovat samassa tasossa, toisin ilmaistuna $z_1 = z_2$, ja että $v_1 \ll v_2$, supistuu yhtälö muotoon

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (46)$$

jossa ΔP on paine-ero. Sijoittamalla kaavaan (46) tilavuusvirta Q , saamme ratkaistua tilavuusvirran kuristimen toisella puolella kaavan (47) mukaisesti. Kaavaan on lisätty purkauserroin C_d , jonka tarkoitus on huomioida kuristuksen reunojen terävyys ja muoto. [29]

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (47)$$

Yhtälö (47) on yksinkertainen malli virtauksen kuristuksesta. Se aiheuttaa matemaattisen singulariteetin laminaarisen virtauksen alueella, jossa paine-erot ovat pieniä. On olemassa myös laskennallisesti toimivampi sekä tarkempi kaksifaasinen malli, mikä esitellään lähteessä [30].

2.3 Implisiittinen aikaintegrointi

Aikaintegrointi on monikappaledynamiikassa yleinen tapa liikeyhtälön (34) ratkaisemiseksi. Sitä käytetään myös hydraulikkajärjestelmän tilan ratkaisemiseen, mutta tässä työssä aikaintegrointia käsitellään vain monikappaledynamiikan näkökulmasta. Aikaintegroinnin tarkoitus on kytkeä yleiset koordinaatit, nopeudet ja kiihtyvyydet toisiinsa. Aikaintegrointimenetelmillä on olemassa kaksi pääkategoriaa: eksplisiittiset sekä implisiittiset menetelmät. Dynamiikan ongelmissa eksplisiittinen aikaintegrointi laskee siirtymäaskeleen hyödyntämällä edellisen askeleen liikeyhtälöä, kun taas implisiittinen menetelmä ratkaisee siirtymäaskeleen hyödyntämällä saman askeleen liikeyhtälöä. Tämä ero aiheuttaa sen, että implisiittinen ratkaisumenetelmä on laskennallisesti kalliimpi. Eksplisiittisen menetelmän etuina ovat melko helppo implementointi ja vähäinen muistin tarve. Lisäksi se on tehokas, kun massamatriisi on diagonaalinen. Menetelmän huono puoli on stabilointikriteeristä syntyvä vaatimus aika-askeleen maksimille. [4, 31] Eksplisiittinen menetelmä ei myöskään ole kovin hyvä pitkissä transienteissa analyysissä, koska ratkaisuun syntyy pitkällä aikavälillä herkemmin epästabiilitettä [32]. Implisiittisen menetelmän etuna on se, että

menetelmän stabiilius ei ole riippuvainen aika-askeleesta [4]. Se sallii suuremman aika-askeleen käytön. Ratkaisun löytäminen tosin vie enemmän laskentatehoa ja muistia, varsinkin suurissa kolmeulotteisissa ongelmissa. [3, 33]

Yleisesti ottaen implisiittistä menetelmää kannattaa käyttää, kun kyseessä on sekunnin kymmenyksiä tai kauemmin kestävä aikaväli. Tällaisia ovat esimerkiksi virumakokeet ja mekanismien dynaamiset analyysit. Eksplisiittisille menetelmille soveltuvat hyvin lyhyet ja epälineaariset analyysit, kuten törmäys- ja räjäytystestit.

Tässä työssä johdetaan tunnettu implisiittinen aikaintegraalimenetelmä, jonka on kehittänyt Nathan Newmark (1959). Menetelmä ei ole ominaisuuksiltaan kaikista kehittynein, parempia ovat muun muassa α -perheen menetelmät [35–37]. Samankaltaisuuksien vuoksi Newmarkin menetelmä toimii kuitenkin hyvänä esimerkkinä.

Aikaintegraali seuraavaan askeleeseen johdetaan tekemällä Taylorin sarjakehitelmä yleisistä koordinaateista $\mathbf{q}(t+h)$ ja sen aikaderivaatasta $\dot{\mathbf{q}}(t+h)$ kolmanteen aikaderivaattaan asti kaavojen (48) ja (49) mukaisesti. Tässä yhteydessä t tarkoittaa ajanhetkeä ja h aika-askeleen pituutta.

$$\mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{q}_n + \dot{\mathbf{q}}_n h + \ddot{\mathbf{q}}_n \frac{h^2}{2!} + \ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_n \frac{h^3}{3!} + \dots \quad (48)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \dot{\mathbf{q}}_n + \ddot{\mathbf{q}}_n h + \ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_n \frac{h^2}{2!} \dots \quad (49)$$

Newmarkin alkuperäinen menetelmä hyödyntää keskiarvoteoreemaa \mathbf{q} :lle, jonka mukaan on olemassa skalaari β , joka täyttää ehdon

$$\mathbf{q}(t+h) - \mathbf{q}(t) = \dot{\mathbf{q}}(t + \beta h)h. \quad (50)$$

Keskiarvoteoreemaa hyödyntämällä $\mathbf{q}(t+h)$ ja $\dot{\mathbf{q}}(t+h)$ voidaan kirjoittaa uudelleen muodossa

$$\mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{q}_n + \dot{\mathbf{q}}_n h + \ddot{\mathbf{q}}_n \frac{h^2}{2!} + \beta \ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_n h^3 + \dots \quad (51)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \dot{\mathbf{q}}_n + \ddot{\mathbf{q}}_n h + \gamma \ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_n h^2 \dots, \quad (52)$$

jossa $0 \leq \gamma \leq 1$ ja $0 \leq \beta \leq 1$. Jos oletetaan, että yleisten koordinaattien kolmas derivaatta on lineaarinen, voidaan kirjoittaa yhteys $\ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_{n+1} = (\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} - \ddot{\mathbf{q}}_n)/h$. Sijoittamalla $\ddot{\ddot{\mathbf{q}}}_{n+1}$ yhtälöön (51) tulee \mathbf{q}_{n+1} muotoon

$$\mathbf{q}_{n+1} = \mathbf{q}_n + h\dot{\mathbf{q}}_n + (1 - 2\beta)\frac{h^2}{2}\ddot{\mathbf{q}}_n + \beta h^2\ddot{\mathbf{q}}_{n+1}, 0 \leq \beta \leq 1/2. \quad (53)$$

Sama sijoitus voidaan tehdä \dot{q}_{n+1} :n yhtälölle (52), jolloin se tulee kaavan (54) esittämään muotoon.

$$\dot{q}_{n+1} = \dot{q}_n + h(1 - \gamma)\ddot{q}_n + h\gamma\ddot{q}_{n+1}, 0 \leq \gamma \leq 1. \quad (54)$$

Yhteisiä tekijöitä hyödyntämällä kaavat (53) ja (54) saadaan lopullisiin muotoihinsa

$$q_{n+1} = q_n + h\dot{q}_n + \frac{h^2}{2}[(1 - 2\beta)\ddot{q}_n + 2\beta\ddot{q}_{n+1}], \quad (55)$$

$$\dot{q}_{n+1} = \dot{q}_n + h[(1 - \gamma)\ddot{q}_n + \gamma\ddot{q}_{n+1}], \quad (56)$$

joissa $0 \leq \beta \leq 1/2$ ja $0 \leq \gamma \leq 1$. Skalaarikertoimet β ja γ kontrolloivat menetelmän stabiiliteettia sekä numeerisen vaimennuksen määrää systeemissä. Menetelmä on aika-askeleen pituudesta riippumatta stabiili, jos $\gamma \geq 1/2$ ja $\beta \geq \frac{1}{4}\left(\frac{1}{2} + \gamma\right)^2$. Skalaarikertoimen γ arvon kasvattaminen nostaa numeerisen vaimennuksen määrää, kun $\gamma > 1/2$.

Numeerinen vaimennus heikentää laskennan tarkkuutta, mutta on hyödyllinen korkeiden taajuuksien vaimentamiseen, joista laskennassa ei olla kiinnostuneita ja jotka aiheuttavat laskentaan epästabiiliteettia. Numeerisen vaimennuksen tuoma vakaus tehdään siis tarkkuuden kustannuksella. Tarkkuuden lasku suhteessa numeeriseen vaimennukseen riippuu menetelmästä. Esimerkiksi α -perheeseen kuuluvan HHT-menetelmän [37] tarkkuus ei laske niin paljon kuin Newmarkin menetelmän, kun numeerista vaimennusta lisätään.

2.4 Hydrauliiikan ja mekaniikan kytketty simulointi

Kytetty simulointi tarkoittaa kytkentää vähintään kahden eri dynaamisen alimallin välillä, joiden tilat ovat riippuvaisia toisistaan [38]. Hydrauliiikka- ja mekaniikkajärjestelmien välillä tämä kytkentä voidaan tehdä esimerkiksi hydrauliikkasyntereiden avulla. Hydrauliikkajärjestelmän paine ja tilavuusvirta ovat kytköksissä sylinterin männän nopeuteen, joka saadaan mekaniikkamallista. Toisaalta paine aiheuttaa voiman mäntään, joka liikuttaa sylinteriä ja sitä kautta vaikuttaa mekaniikkamalliin. Kyseisessä tapauksessa alimallien välisiä tilamuuttujia ovat männän nopeus ja mäntään vaikuttava paine. Alimallien välillä vaihdettavat suureet taas voivat olla männän nopeus ja paineen tuottama voima mäntään.

Hydrauliiikan vaikutusta rakenteen mekaaniseen käyttäytymiseen ja toisinpäin on tutkittu maailmalla kasvavissa määrin. Tutkimusta tehdään reaaliaikaisten simulointimallien kehityksen tarpeisiin sekä tarkempien laskentamallien saavuttamiseksi. Reaaliaikaisten mallien tulee olla tehokkaita ja siksi yksinkertaisia, jotta systeemin tila päivittyy ilman ylimääraistä viivettä. Tarkemmilla laskentamalleilla tarkoitetaan tässä tapauksessa

malleja, joiden laskenta-aika ei pysy reaaliajassa, mutta kuvaa laitteen toimintaa tarkemmin.

Tarkimmat menetelmät pohjautuvat monoliittiseen eli yhtenäiseen laskentamalliin, kuten lähteissä [39, 40]. Edellä mainitut tutkimukset paneutuvat tarkan epälineaarisen elementtimenetelmän mukaisen laskentamallin muodostamiseen. Yhtenäisessä laskentamallissa hydraulikka- ja mekaanista mallia käsitellään kokonaisuutena, jolla on esimerkiksi yhteinen jäykkyys, massa ja jakobiaani. Laskennan ratkaisua haetaan yhtenäisellä aikaintegraatiolla ja -askeleella. Yhtenäisen laskentamallin etuna on vakaus ja tarkkuus, jotka saavutetaan muun muassa koko ratkaisun kattavasta jakobiaanimatriisista. Vaikka monoliittisen laskentamallin luominen voi itsessään olla yksinkertainen prosessi, käytännön sovelluksissa toteutus on haastavaa, sillä mallien tulisi olla samassa ohjelmistossa. [38]

Käytännönläheisempi ratkaisu on käyttää väljempää menetelmää, jossa hydraulikka- sekä mekaniikkamalli ovat toisistaan erilliset. Näiden alisysteemien tilat ratkaistaan toisistaan erillisillä aikaintegraatioilla ja aika-askeleilla. KytKentä mallien välillä voi olla toteutuksen kannalta yksinkertainen, sillä se vaatii vähimmillään mallien välillä vaihdettavien suureiden määrittämisen. Tilamuuttujat vaihdetaan mallien välillä niin kutsutulla kommunikaatioaskeleella. Kommunikaatioaskel voi olla simulaation aikana muuttuva tai vakio. [38]

KytKentä voidaan jakaa Gauss-Seidel- tai Jacobi-tyyppisiin integrointijärjestyksiin. Gauss-Seidelin integrointijärjestyksessä alisysteemi 1 integroidaan alisysteemin 2 ekstrapoloiduilla arvoilla. Ekstrapolointi tässä voi tarkoittaa yksinkertaisuudessaan sitä, että käytetään alijärjestelmän 2 arvoja edellisen kommunikaatioaskeleen kohdalla. Sitten alisysteemi 2 integroidaan alisysteemistä 1 interpoloiduilla arvoilla. Jacobimaisessa lähestymistavassa molemmat alijärjestelmät integroidaan hyödyntämällä toistensa ekstrapoloituja arvoja. Tämä tapa sallii rinnakkaislaskennan käytön, missä alijärjestelmät integroidaan samanaikaisesti. [41] Rinnakkaislaskenta nopeuttaa laskentaa. Menetelmää on hyödynnetty esimerkiksi lähteissä [38, 42].

Väljemmän kytKennän, varsinkin Jacobi-integrointijärjestyksen, kääntöpuolena on huonompi tarkkuus, sillä alimallit eivät tiedä toistensa tilasta muuta kuin tilamuuttujat. Tarkkuuteen vaikuttavat erityisesti kommunikaatioaskeleen pituus ja mallien käyttämät aikaintegrointimenetelmät [43]. Väljä kytKentä synnyttää jäännösenergiaa alimalleihin, joka kerääntyessään voi aiheuttaa laskennan stabiiliuden menetyksen. Jäännösenergian määrä suurenee, kun aika-askelta kasvatetaan. Tarkkuuden parantamiseksi on tutkittu jäännösenergian monitorointia ja poistamista [44] sekä menetelmiä aika-askeleen koon

automaattiseen määrittämiseen suuremman stabiiliuden saavuttamiseksi [43, 45]. Jäännösenergia lasketaan alisysteemien välillä vaihdettavista tilamuuttujista, mikä tekee monitoroinnin toteutuksesta suhteellisen yksinkertaista.

Tässä työssä käytetään väljää kytkentää sekä Jacobi-tyylistä integrointijärjestystä. Soveltavia töitä tällaisesta analyysitavasta löytyy kirjallisuudesta paljon. Osa töistä [46, 47] käsittelee laitteiston hydraulikan ja mekaniikan yhteistoimintaa hyödyntämällä jäykkien kappaleiden teoriaa, jossa monikappalemalliin ei synny muodonmuutoksia. Joissain sovelluskohteissa jopa jäykkä monikappalemalli antaa luotettavia arvioita laitteen käyttäytymisestä ainakin hydraulikan osalta [48]. Tosin tällöin erillisten alimallien luominen ja simulointi on välttämätöntä, jos laitteen mekaaninen rasiustila halutaan saada selville.

Idealisointi jäykkiin kappaleisiin ei aina kuitenkaan riitä laitteen toiminnan kuvaamiseen. Tässä työssä kappaleiden joustavuus kuvataan hyödyntämällä ominaismuotopohjaista vapausasteiden vähennystekniikkaa. Lähestymistapa on sama kuin Saarelan työssä (2019), mutta vapausasteiden vähentämistekniikka on erilainen. Saarelan työssä käytettiin Craig-Bampton-menetelmää, joka hyödyntää jäykästi tuettuja ominaismuotoja rakenteen dynaamisen käyttäytymisen ratkaisemiseksi. Kytkeytyissä simulaatioissa vähennystekniikoiden käyttö laskenta-ajan vähenemisen lisäksi parantaa myös laskennan stabiiliutta [49].

3. SOVELLETUT OHJELMISTOT

Tässä luvussa esitellään peitelaitemallien muodostamiseen käytetyt ohjelmistot, joista hydraulikka on toteutettu MATLABilla ja mekaniikka sekä kytketty simulointi ANSYS Motionilla. Ohjelmistoista MATLAB ja siihen integroidut mallinnusympäristöt Simulink ja Simscape käydään läpi vain yleisellä tasolla. Motion esitellään yleisellä tasolla sekä tarkemmin työn kannalta tärkeiden ominaisuuksien osalta. Tärkeitä ominaisuuksia ovat mekaniikan mallintaminen ja kytketyn simuloinnin ominaisuudet.

3.1 ANSYS Motion

ANSYS Motion on edistynyt monikappaledynamiikkaohjelmisto, joka on kehitetty erityisesti konetekniikan tarpeisiin. Ohjelmisto koostuu esi- sekä jälkikäsitteijästä. Esikäsitteijä on tarkoitettu simulaatiomallin luomiseen ja simulointiasetusten määrittämiseen. Jälkikäsitteijä hoitaa tulosten käsittelyn, esityksen ja analysoinnin. Jälkikäsitteijässä on myös toimintoja jälkianalyysien, kuten väsymisanalyysin, suorittamiseen.

Ohjelmisto mahdollistaa kappaleiden kuvaamisen jäykkinä sekä joustavina. Kappaleiden joustavuus voidaan luoda äärellisten elementtien menetelmällä, EasyFlex *meshfree*-tekniikalla tai yksinkertaistaa joustavuus käyttäen ominaismuotoja ja staattisia muotoja. Äärellisten elementtien menetelmä on yleinen tapa luoda joustavia kappaleita, minkä etuna on tarkkuus. EasyFlexia kannattaa hyödyntää, kun analysoitavan kappaleen geometria on monimutkainen. Joustavuuden yksinkertaistusta ominaismuodoilla käytetään silloin, kun laskennan määrää halutaan pienentää. Kappaleita, joiden joustavuus on yksinkertaistettu edellä mainitulla tavalla, kutsutaan ohjelmistossa modaalisiksi kappaleiksi. Motionin ratkaisija pystyy käsittelemään kaikkia menetelmiä samassa laskennassa, mikä mahdollistaa kaikkien menetelmien hyvien puolien tehokkaan hyödyntämisen.

Ohjelmisto sisältää vakioliitokset ja -nivelet sekä kehittyneitä kitkamalleja, joilla kappaleiden keskinäiset yhteydet saadaan kuvattua. Motionissa on myös kehittyneitä lisäosia, joilla kappaleiden yhteyksien kuvaus nopeutuu huomattavasti. Työkalupaketit sisältävät valmiita komponentteja jousitusten, renkaiden, vaihteistojen ja yleisesti voimansiirron mallintamiseen. Komponenttien kattavuus ja yksityiskohtaisuus tekee Motionista monipuolisen analysointityökalun monelle konetekniikan osa-alueelle.

Motionissa on ominaisuus, jonka avulla voidaan luoda kytkettyjä simulaatioita Motionin ja toisten ohjelmistojen välille. Yleisessä tapauksessa kytkentä luodaan Motionista erillisen FMI-rajapintatyökalun (*Functional Mock-up Interface*) avulla. FMI toimii Motionin ja toisen ohjelman välisenä rajapintana. Motionissa on myös erillinen toiminto kytketyn simuloinnin luomiseksi MATLABin kanssa. Toiminto poistaa tarpeen kolmannesta ohjelmistosta kytketyn simuloinnin luomiseksi.

Tässä kappaleessa käydään läpi työn kannalta hyödyllisiä ominaisuuksia, joita ovat joustavien kappaleiden mallintaminen, liikerajoitteet ja kytketyn simulaation luominen. Kaikki tarvittavat työkalut sisältyvät Motionin peruspakettiin, joten lisäosien tutkiminen jää työn ulkopuolelle. Luvussa käydään läpi myös Motionin hyödyntämät ratkaisumenetelmät, joilla dynaaminen tai staattinen mallinnus suoritetaan. Tiedot perustuvat ohjelmiston esikäsittelijän ohjekirjaan [2] ellei toisin mainita.

3.1.1 Joustavien kappaleiden mallintaminen

Joustavan kappaleen mallintaminen koostuu seuraavista työvaiheista:

- Elementtiverkon mallintaminen
- Pinta- ja solmujoukkojen määrittäminen
- Materiaaliominaisuuksien määrittäminen
- Vapausasteiden vähentäminen (modaaliselle kappaleelle)
- Joustavan kappaleen implementointi simulaatiomalliin

Ohjelmisto sisältää työkalun elementtiverkon muodostamiseen. Elementtiverkko on muodostettava, jos ei käytetä EasyFlexiä. Työkalun avulla voidaan luoda vain lineaarisia tetraedrielementtejä, ja verkotusominaisuudet ovat muutenkin suppeita verrattuna muihin ohjelmistoihin, kuten ANSYS Meshing tai MSC Nastran [50, 51]. Ohjelmisto kuitenkin tukee yleisimpiä elementtityyppejä ja sisältää ominaisuuden verkon tuomiseen muista ohjelmistoista. Näistä syistä elementtiverkko kannattaa luoda esimerkiksi edellä mainituissa ohjelmistoissa, ja sitten tuoda se Motioniin.

Simulaatiomallin reunaehtojen kytkeminen joustavaan kappaleeseen vaatii elementti- ja solmujoukkojen määrittelyn. Toisin sanoen jos käyttäjä haluaa asettaa pintakuorman tai kontaktin kappaleen pinnalle, käyttäjän on määriteltävä pinnan koostava elementtijoukko. Samoin jos käyttäjä haluaa asettaa pistekuormia tai liikerajoitteen kappaleen reunalle, käyttäjän on määriteltävä solmujoukko, joka muodostaa kyseisen reunan. Kyseinen ominaisuus on usein automatisoitu verkotustyökaluissa, mutta ei

Motionissa. Pintaryhmien ja solmuryhmien määrittely kannattaa siis tehdä muissa ohjelmistoissa verkotuksen yhteydessä.

Ohjelmisto tukee materiaalimalleja lineaarisille, plastisille ja hyperelastisille materiaaleille sekä vaahtomuoveille. Normaalimuototeorioita hyödyntäessä on mahdollista valita pelkästään lineaarinen materiaalimalli. Materiaalille on mahdollista antaa pelkkään jäykkyyteen suhteutettu viskoosinen vaimennus, joka esiteltiin luvussa 2.1.7. Se vastaa kerrointa β_R . Modaaliselle kappaleelle vaimennuksen voi suhteuttaa suoraan muodon taajuuteen nähden.

Ohjelmistossa on oma työkalu vapausasteiden vähentämiseen. Ohjelmisto hyödyntää teoriaa, joka esiteltiin alaluvussa 2.1.5 ja jossa kappaleen muodonmuutoksen kuvaus tehdään vapailla ominaismuodoilla sekä staattisilla korjauskertoimilla. Ominaisarvo-ongelman (22) avulla kaikille muodoille on saatu taajuus. Ei kuitenkaan voi tietää, miten ohjelmisto käsittelee staattisten korjauskertoimet ja lineaarisen riippuvuuden rajasolmuilla. Ongelma voidaan käsitellä muuttamalla ominaismuodot kaavan (18) mukaiseen staattiseen muotoon tai jollain muulla tavalla, joka ei välttämättä edes pysty erottelemaan rajasolmujen liikettä pelkästään staattisten muotojen liikkeeksi.

Käyttäjä voi valita käytetäänkö korjauskertoimia vai ei. Jos korjauskertoimia ei käytetä, kappaleen joustavuus kuvataan pelkästään kaavan (10) ominaisarvotehtävän tuottamilla vapailla ominaismuodoilla. Ohjelmisto tukee ominaisuutta modaalisten kappaleiden muotojen tuomiseen muista ohjelmistoista, mikä mahdollistaa muiden kuin edellä mainittujen menetelmien käytön.

Ohjelmisto ei sisällä kunnollisia ominaisuuksia, joilla voisi helpottaa ominaismuotojen valintaa. Ohjelmistossa ei hyödynnetä kappaleessa 2.1.6 käsiteltyjä massan osallisuuskertoimia tai vastaavia apukeinoja. Ohjelmiston jälkikäsitelijässä on toiminto *mode contribution analysis*, jolla voi tutkia valittujen muotojen osallisuutta joustavan kappaleen pisteen siirtymään dynaamisen tai muun analyysin aikana. Muodon osallisuus pisteen siirtymään määritellään muodon siirtymänä suhteessa kaikkien muotojen aiheuttamaan kokonaissiirtymään. Ominaisuutta ei kuitenkaan voi hyödyntää, kun systeemi koostuu useasta erillisestä joustavasta kappaleesta, kuten tämän työn tapauksessa.

Jälkikäsitelijässä on ominaisuus, jolla voi tarkistaa modaalikoordinaattien arvot jokaiselta aika-askeleelta. Modaalikoordinaatti on se muuttuja, jolla muotoa kerrotaan, että päästään haluttuun fysikaaliseen vasteeseen. Siinä mielessä modaalikoordinaattien tutkiminen voi antaa jonkinlaisen arvioin siitä, aktivoituuko muoto simulaation aikana vai ei. Ongelmana kuitenkin on, että muotovektorin sisältöä ei tunneta, joten

modaalikoordinaatin aiheuttama fysikaalinen vaste on mahdoton tarkasti selvittää. Kaiken lisäksi ortonormeeraus tekee muotojen fysikaalisen merkityksen tulkinnasta entistä hankalampaa.

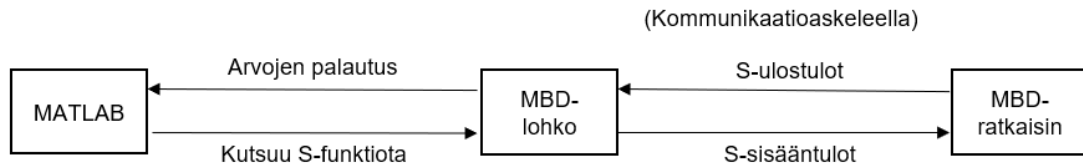
3.1.2 Kytketty simulointi

Motionissa on mahdollista luoda kytkentä suoraan MATLABiin tai FMI-rajapintatyökalun välityksellä muihin ohjelmistoihin. FMI on ilmainen työkalu simulaatioparametrien siirtoon eri ohjelmistojen välillä, jossa mallien lähetys suoritetaan standardoidussa formaatissa, minkä ansiosta kytkentä ja simulointi on kohtuullisen yksinkertaista [52]. Perusperiaate vaihtoehtojen välillä on erilainen, sillä FMI ei itsessään vielä riitä kytketyn simuloinnin luomiseen. Se toimii vain rajapintana kahden eri ohjelmiston välillä. Kytketty simulointi MATLABin kanssa eroaa FMI:sta, sillä ohjelmistojen välillä ei ole varsinaista rajapintatyökalua ollenkaan. Vaikka FMI on kehittynyt työkalu kytketyn simuloinnin suorittamiseen, siitä ei ole varsinaista hyötyä, jos kytkentä luodaan Motionin ja MATLABin välille.

Motion antaa rajalliset mahdollisuudet kytkettyyn simulointiin, joten FMI:n kaikkia ominaisuuksia ei voida hyödyntää. Käyttäjä ei pääse kesken simuloinnin käsiksi muihin systeemin tilaa kuvaaviin suureisiin kuin paikka, kiihtyvyys sekä nopeustietoihin. Ohjelmistosta ei pysty lähettämään FMI:lle mekaanisen systeemin jäykkyyismatriisia, sisäisiä voimia tai energiaa. Motion ei myöskään mahdollista muuttuvan kommunikaatioaskeleen käyttöä, joka FMI:lla on yleensä mahdollista. Ainoa hyöty FMI:n käytöstä Motionin kanssa voi olla jokin muistiin tai laskentatehoon liittyvä tekijä, koska sen avulla käyttäjä voi luoda laskenta-algoritmin itse.

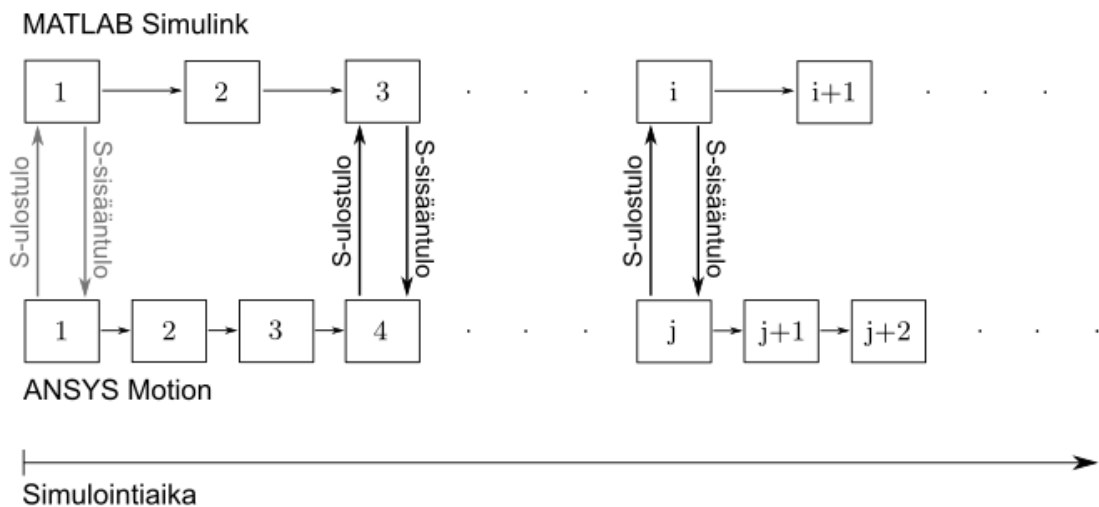
Kytetty simulointi MATLABin ja Motion välillä voidaan suorittaa kahdella tapaa: joko MATLAB ohjattuna, jossa Motion on orjatyökalu, tai toisinpäin. Ohjaustyökalu ohjaa kommunikaatioaskelta ja asettaa simuloinnin kestoajan. Ohjaustyökalu myös jakaa simulaation parametrit sekä asetukset ohjelmistojen välillä. Orjatyökalu ei tee muuta kuin suorittaa oman algoritminsa määritellyllä ajanhetkellä ja kommunikaatioaskeleilla vaihtaa simulaatiomuuttujia ohjaustyökalun kanssa. Tässä työssä tutkitaan kytkettyä simulointia MATLAB ohjattuna, mutta simulointi Motion ohjattuna on periaatteessa samanlainen.

MATLAB ohjatun simuloinnin algoritmin perusperiaate esitellään kuvassa 8. MATLAB kutsuu MBD-lohkoa, joka hoitaa ohjelmistojen välisen vuorovaikutuksen. MBD-lohko on tehty MATLABin S-funktion avulla. Periaatteessa MBD-lohkoa voisi kutsua tässä tapauksessa rajapintatyökaluksi. Ohjelmistojen välillä siirtyviä muuttujia kutsutaan Motionissa S-sisään- (*S-input*) ja S-ulostuloiksi (*S-output*). Nämä muuttujat vaihdetaan ohjelmistojen välillä käyttäjän määrittämällä kommunikaatioaskeleella.



Kuva 8. *MATLABin ja Motionin välinen vuorovaikutus MATLAB-ohjatussa kytketyssä simuloinnissa.*

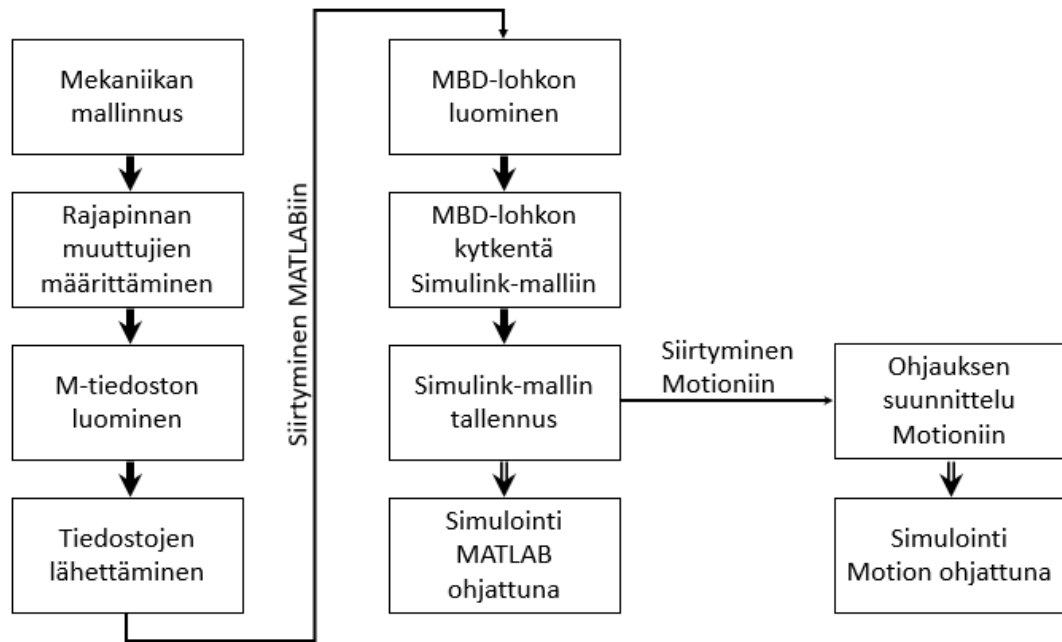
Kytkenässä käytetään rinnakkaislaskentaa, toisin sanoen laskentaa suoritetaan ohjelmistoilla samanaikaisesti, mikä vähentää simulointiaikaa kasvavan muistin tarpeen kustannuksella. Usein laskennan nopeuttaminen on tärkeämpää kuin muistin käyttö. Rinnakkaislaskennan peruseriaate esitellään kuvassa 9. Ohjelmistot toimivat itsenäisesti ja samanaikaisesti, mutta kommunikaatioaskeleella jaetaan kytketyn simuloinnin muuttujat. Simulaation alussa muuttujien vaihto esitellään kuvassa harmaalla, koska se voi poiketa muista kommunikaatioaskeleista. Ensimmäisellä askeleella muuttujien vaihto riippuu, miten Simulink-malli on rakennettu. On huomioitava, että molemmissa ohjelmistoissa sisäisten aika-askeleiden pituudet voivat olla muuttuvia ja lähtökohtaisesti ainoastaan kommunikaatioaskeleen pituus pysyy vakiona.



Kuva 9. *Rinnakkaislaskentaa hyödyntävä kytketty simulointi.*

3.1.3 Kytketyn simulaation linkin luominen

KytKentä MATLABin sekä Motionin välillä tapahtuu kuvan 10 mukaisesti. Jos mekaniikka- sekä hydraulikkamalli ovat jo valmiina, itse kytKentä on nopea prosessi. Kuvassa esitellään kytKentä sekä Motion-ohjatuille että MATLAB-ohjatuille mallille. Tämä työ keskittyy vain jälkimmäiseen ohjaustapaan.



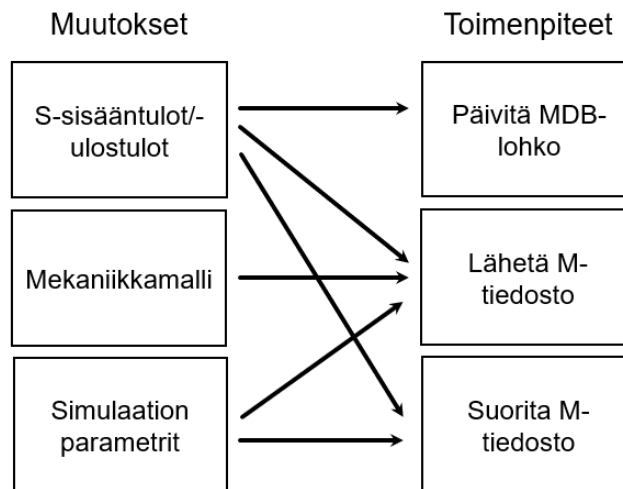
Kuva 10. Prosessikaavio kytketyn simulaation luomiseen ANSYS Motionin ja MATLABin välille.

Ensimmäinen vaihe on systeemin mekaniikan mallintaminen ANSYS Motionissa. Tässä vaiheessa annetaan systeemille liikerajoitteet, reunaehdot ja kaikki muu, jota tarvitaan simuloitavan mekaniikan kuvaamiseen. Seuraavassa vaiheessa määritellään kytketyn simulaation muuttujat. Nämä ovat muuttujia, joita halutaan jakaa rajapintojen välillä, kuten voimia tai nopeuksia. Muuttujia kutsutaan ohjelmassa nimillä S-sisääntuloiksi sekä S-ulostuloiksi. S-sisääntulo on muuttuja, joka halutaan tuoda toisesta ohjelmasta Motioniin, ja S-ulostulo vastaavasti muuttuja, joka halutaan viedä toiseen ohjelmaan. Muuttujia käytetään *function expression* -ominaisuuden avulla.

Seuraavassa vaiheessa asetetaan simulaation parametrit, joilla tarkoitetaan muun muassa aika-askeleen kokoa, lopputiedoston mittauspisteiden määrää ja analyysin tyyppiä. Tämän vaiheen jälkeen luodaan M-tiedosto, joka sisältää tarvittavat tiedot rajapintojen kytkentään. Lopuksi M-tiedosto, laskentamalli sekä simulaatioon tarvittavat muut tiedot lähetetään MATLAB-projektikansioon, jossa laskenta aiotaan suorittaa.

MBD-lohko voidaan luoda MATLABissa ajamalla M-tiedosto komentotulkissa, jonka jälkeen lohko saadaan käyttöön kirjoittamalla komentotulkkiin komento "mbdlib". Nyt lohko voidaan yhdistää Simulink-malliin. Jos käyttäjä haluaa tehdä muutoksia mekaniikkamalliin, tulee M-tiedosto lähettää MATLAB-projektikansioon uudelleen. Riippuen mitä muutoksia käyttäjä on tehnyt, MBD-lohkoa ei välttämättä tarvitse päivittää, eikä M-tiedostoa ajaa komentotulkissa uudelleen. Tämä säästää huomattavasti simulointiin käytettävää kokonaisaikaa, koska todennäköisesti mallia joudutaan

muokkaamaan ennen kuin lopullinen malli saadaan valmiiksi. Muutoksien yhteys tarvittaviin toimenpiteisiin näkyy kuvassa 11.



Kuva 11. Muutoksien yhteys tarvittaviin toimenpiteisiin.

M-tiedoston lähetys tulee tehdä aina, sillä kyseinen operaatio päivittää myös mekaanisen mallin. M-tiedostoa ei kuitenkaan tarvitse suorittaa komentotulkissa, kun simulaation parametreja, ulostuloja sekä sisääntuloja ohjelmistojen välillä ei muuteta. MBD-lohko tulee päivittää vain silloin, kun ulostuloja tai sisääntuloja muutetaan.

3.1.4 Analysointivaihtoehdot

ANSYS Motion sisältää kahdeksan erilaista analysointitapaa, joista osa voidaan yhdistää samaan analyysiin. Vaihtoehdot ovat seuraavat:

- Alkuanalyysi
- Staattinen analyysi
- Dynaaminen analyysi
- Ominaisarvoanalyysi
- Kappaleen ominaisarvoanalyysi
- Lämpöanalyysi
- Taajuusvasteanalyysi
- Väsymisanalyysi

Kaksi viimeisintä analysointityyppiä suoritetaan Motionin jälkikäsittelijässä, muut esikäsittelijässä. Menetelmät voidaan jakaa kahteen ryhmään: lähtötietoja määrittäviin ja varsinaisiin analyysihin. Lähtötietoja määrittäviä analyysseja ovat alkuanalyysi sekä

ominaisarvoanalyysit. Alkuanalyysi määrittää systeemin alkutilan varsinaisen analyysin alkaessa, ja ominaisarvoanalyysi laskee ominaisarvot sekä ominaistaajuuudet, joita hyödyntävät modaaliset kappaleet sekä taajuusvasteanalyysi.

Motion tukee myös ominaisuutta yhdistellä staattista, dynaamista ja lämpötila-analyysia. Staattinen analyysi voidaan suorittaa ennen dynaamista analyysia, jonka tarkoitus on esimerkiksi löytää systeemin muodonmuutoksista aiheutuva tasapainotila. Lämpötila-analyysi voidaan yhdistää staattisen tai dynaamisen analyysin kanssa, jolloin lämpötilan vaikutukset muodonmuutoksiin ja materiaalin käyttäytymiseen saadaan kuvattua.

Tässä alaluvussa käydään läpi tarkemmin työn kannalta kiinnostavat ominaisuudet, joita ovat staattinen sekä dynaaminen analyysi. Alkuanalyysia käsitellään alaluvussa 3.1.5. Peitelaitteen analysoinnissa hyödynnetään myös ominaisarvoanalyysia, mutta sen suorittaminen on ohjelmassa niin yksinkertaista, ettei sitä enempää tässä kappaleessa avata. Ominaisarvoanalyysin laskentaperiaate on samanlainen kuin kaavassa (10).

Staattinen analyysi on tarkoitettu laskemaan systeemin tasapainotila epälineaarisuudet huomioiden. Toiminto tukee kolmea vaihtoehtoa: 1) lineaarinen staattinen analyysi ilman jäykkää liikettä, 2) epälineaarinen staattinen analyysi ilman jäykkää liikettä ja 3) epälineaarinen staattinen analyysi jäykän kappaleen liikkeen kanssa. Ensimmäinen vaihtoehto voi olla hyvä tilanteissa, joissa systeemissä ei ilmene jäykkää liikettä, siirtymät ovat pieniä, mallissa ei ole kontakteja ja materiaalmalli on lineaarinen. Toista vaihtoehtoa hyödynnetään, kun systeemissä ei ole jäykkää liikettä, mutta materiaalmalli on epälineaarinen tai muodonmuutokset ovat suuria. Kolmas vaihtoehto soveltuu tilanteisiin, joissa systeemissä esiintyy jäykkää liikettä.

Staattisessa analyysissa systeemin tasapaino haetaan olettamalla kappaleiden nopeus ja kiihtyvyys nollassa. Oletuksen myötä liikeyhtälö (34) supistuu muotoon

$$-Q^e + Kq + C_q^T \lambda = 0. \quad (57)$$

Staattinen tasapaino saadaan tasapainoyhtälöstä (57) sekä rajoiteyhtälöstä $C(q) = 0$. Vaihtoehdot 1 ja 2 hyödyntävät tätä ratkaisutapaa. Epälineaarisessa staattisessa analyysissa ratkaisu iteroidaan Newton-Rhapson menetelmällä. Ratkaisutapa on hieman erilainen, kun jäykkä liike sisällytetään mukaan staattiseen analyysiin. Newton-Rhapson menetelmä esitellään lähteessä [3].

Dynaamista analyysia käytetään aikariippuvaisen systeemin tilan ratkaisemiseksi. Motionin dynaaminen analyysi pystyy käsittelemään materiaaliset ja geometriset epälineaarisuudet, muuttuvat reunaehdot sekä voimat. Dynaamisen analyysin ratkaisun

tulee täyttää liikeyhtälön (34), rajoiteyhtälön (2) sekä implisiittisen aikaintegraalin askelluskaavat

$$\mathbf{q}_{n+1} - \mathbf{q}_n - \alpha_1 \dot{\mathbf{q}}_{n+1} = 0, \quad (58)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} - \dot{\mathbf{q}}_n - \alpha_2 \ddot{\mathbf{q}}_{n+1} = 0. \quad (59)$$

Integraatiomenetelmän kertoimet α_1 ja α_2 lasketaan käyttäjän syöttämän numeerisen vaimennuskertoimen perusteella. Aika-askeleet iteroidaan Newton-Rhapson menetelmällä.

3.1.5 Alkuanalyysi

Alkuanalyysi on tärkeä ominaisuus eri kuormitustapausten analysointiin. Alkuanalyysia kannattaa hyödyntää silloin, kun systeemin alkutilaa halutaan muuttaa, esimerkiksi asentoa vaihtamalla. Analyysin ehtojen asettaminen ja parametrien muuttaminen design variablen avulla on nopeaa. Alkuanalyysi on integroitu yhteen staattisen, dynaamisen ja ominaisarvoanalyysin kanssa. Analyysi ei vaadi erillisiä toimia käyttäjältä, vaan se suoritetaan aina, kun käyttäjä on määrittänyt systeemille alkuehtoja. Ominaisuus on käytettävissä myös kytketyssä simuloinnissa. Alkuanalyysi koostuu kolmesta osasta: paikka-, nopeus- ja kiihtyvyyshanalyysi. Nämä analyysit suoritetaan ennen siirtymistä varsinaiseen simulointiin. Alkuehdot (paikka, nopeus ja kiihtyvyys) voidaan asettaa ohjelmassa liikerajoitteille sekä kappaleille.

Analyysit huomioivat systeemin rajoiteyhtälöt, joten yhdelle kappaleelle määritelty alkuehto vaikuttaa muihin kappaleisiin rajoiteyhtälöiden mukaisesti. Paikka- ja nopeusanalyysit ovat puhtaasti kinemaattisia ja käsittelevät systeemin kappaleita täysin jäykkinä, vaikka käyttäjä olisi määrittänyt kappaleet varsinaiseen analyysiin joustaviksi. Jäykän kappaleen otaksuman seurauksena alkutila ratkeaa nopeasti, vieden simulointiaikaa korkeintaan sekunteja. Paikka-analyysissa kappaleen alkutila lasketaan Newton Raphson -iteraatiolla. Tarvittava aika-askelten määrä asetetaan simuloinnin asetuksissa. Analyysi voi epäonnistua, jos käyttäjä on asettanut mallille liian vähän aika-askeleita. Laskennan epäonnistuminen näkyy virheilmoituksissa ja sillä, ettei varsinaiseen analyysiin määritetty alkutila tullut voimaan. Ensimmäisillä aika-askeleilla onkin hyvä tarkistaa, onko systeemi oikeassa asennossa. Kinemaattisen luonteensa vuoksi paikka- ja nopeusanalyysit eivät osaa käsitellä tilannetta, jossa kappaleiden välinen yhteys toisiinsa on määritelty voimaelementeillä, kuten jousilla. Systeemin tila ratkaistaan vain massaa ja rajoiteyhtälöä hyödyntämällä, ja koska jousi on osa systeemin yleistettyä voimavektoria, sitä ei huomioida.

Kiihtyvyyssanalyysi ratkaistaan liikeyhtälöstä (34) ja rajoiteyhtälön (2) toisesta derivaatasta $\ddot{\mathbf{C}}(\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}$. Ratkaisun siis tulee toteuttaa liikeyhtälö sekä rajoiteyhtälö kiihtyvyyden tasolla. Lähtötietoina yhtälössä ovat käyttäjän määrittelemät kiihtyvyydet, jotka kuuluvat joukkoon $\dot{\mathbf{q}}$. Kiihtyvyyssanalyysin ratkaisuna saadaan loput joukkoon $\dot{\mathbf{q}}$ kuuluvat kiihtyvyydet, reaktiovoimat λ sekä systeemin sisäiset voimat.

3.1.6 Liikerajoitteet

Motionista löytyy liikerajoite jokaisen tarvittavan vapausasteen yhdistelmälle, joita yleisimmissä konetekniikan sovellutuksissa voi tulla vastaan. Ohjelma sisältää myös konesuunnittelun tarpeisiin suunnattuja monimutkaisempia liikerajoitteita, joilla kuvata vaihteistojen yhteistoimintaa. Suurin osa liikerajoitteista sallii alkupaikan, liikeradan, nopeuden tai kiihtyvyyden määrittämisen liitoksessa olevien osien välille. Näitä ominaisuuksia voi hyödyntää laskettavan tilanteen alkutilan määrittämiseen tai siirtymäohjattuun simulointiin.

Osassa liikerajoitteista on mahdollisuus lisäominaisuuksien, kuten kitkan, jäykkyyden sekä äärirajojen, määrittämiselle. Käyttäjä voi asettaa rajoitteelle ominaisuudet funktiolla, alirutiinilla tai käyttöliittymän valintapaneelistä riippuen rajoitteen tyypistä. Valintamahdollisuuksia on paljon, joten käyttäjältä vaaditaan tietotaitoa ja kokemusta, että ideaalisen liitoksen fysikaalinen kuvaus menee oikein. Esimerkiksi pyörähdysrajoitteelle voidaan asettaa kulmarajat, joita rajoitetta yhdistävien kappaleiden suhteellinen liike ei saa ylittää. Ylittäessään kulman ohjelma antaa yksinkertaisella sakkomenetelmällä kappaleelle voimaherätteen, joka palauttaa kappaleet sallittujen rajojen sisälle. Tämä vaatii käyttäjältä sopivan jäykkyyden sekä numeerisen vaimentimen syöttämisen rajoitteelle, jotta liike stabiloituu oikealla tavalla. Paljon säästövaraa sisältäviä liikerajoitteita ovat esimerkiksi translaatio- ja pyörähdysrajoite.

Ohjelma sisältää myös autoteollisuuden näkökulmasta olennaisen rajoitteen: holkin. Holkki sisältää kolme voimakomponenttia ja vääntökomponenttia sekä vaimentimet jokaiselle vapausasteelle. Käytännössä siis holkille voidaan määrittää jäykkyys jokaiselle vapausasteelle erikseen. Jäykkyys voi olla epälineaarinen kiertymän tai siirtymän suhteen, mikä mahdollistaa holkin käytön melko monessa tilanteessa vaimentimena toimimisen lisäksi. Holkillä voi muun muassa jossain määrin kuvata liitosten väljyyttä, vaikka se voikin olla hieman hankalaa. Väljyyden kuvaamiseen Motion ei tarjoa muita työkaluja, vaikka tällaisten liitosten formulointi on toteutettavissa. Tosin väljyys lisää epästabiiliteettia laskentaan, joten se ehkä on käytännön syistä jätetty toteuttamatta ohjelmistoon [53].

3.1.7 Kitkamallit

Ohjelmistossa on mahdollisuus lisätä kitkaa niveliin ja translaatorajoitteisiin. Ohjelmisto sisältää kolme kitkamallia, jotka soveltuvat erityisesti kuvaamaan kahden pinnan välistä kitkaa. Kokonaisvaltaisin malli kykenee kuvaamaan stick-slip-ilmiötä, jota kutsutaan myös tihkomiseksi. Tihkomiskitkaan kuuluu tartunta- ja liukuvaihe. Tartuntavaiheessa kitka kasvaa tiettyyn rajaan asti, jonka jälkeen alkaa liukuvaihe, jossa kitkan suuruus laskee. Ilmiö aiheuttaa takertelevaa liikettä, jolloin liike hidastuu tai pysähtyy ja taas äkillisesti nopeutuu. Tihkominen on riippuvainen pintojen välisestä siirtymästä sekä nopeudesta. [54] Motionissa tämä kitkamalli voidaan purkaa osiin, jotka huomioivat pelkän siirtymä- tai nopeusriippuvuuden.

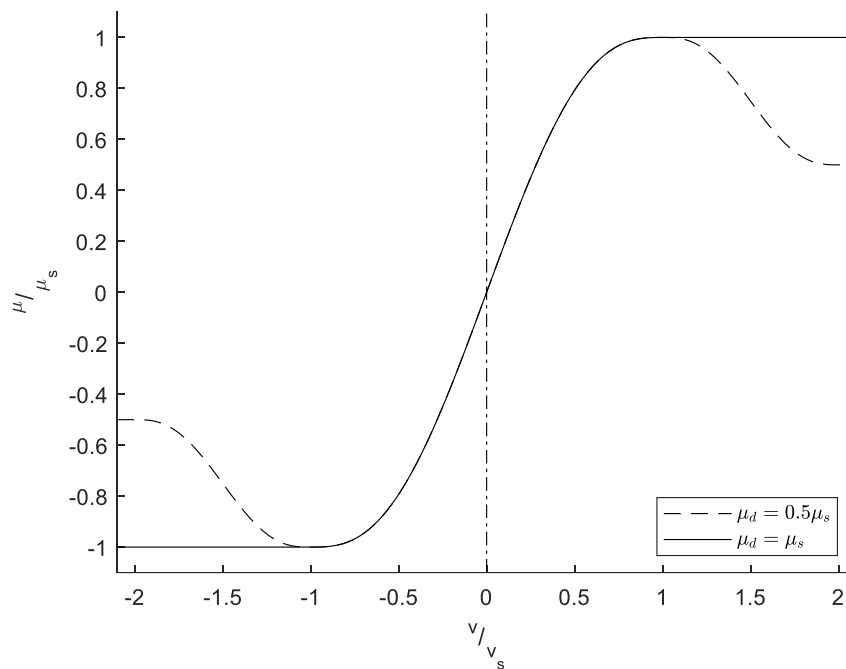
Tässä työssä käytetään tihkomiskitkan nopeusriippuvaa osaa eli viskoosista kitkamallia. Viskoosinen kitkamalli on suunniteltu sellaiseksi, että alussa kitka kasvaa nopeuden kasvaessa, kunnes staattisen kitkan huippu saavutetaan. Tätä huippupistettä kutsutaan staattiseksi tarttumisnopeudeksi v_s ja sitä vastaavaa kitkan suuruutta lepokitkaksi μ_s . Nopeuden kasvaessa lisää kitka alkaa muuttumaan liukukitkaksi μ_d . Nopeudessa v_d kitka on kehittynyt lepokitkasta liukukitkaksi. Nopeuden kasvaessa yli pisteen v_d kitka pysyy vakiona μ_d . Kitkamalli ilmaistaan matemaattisesti kaavassa (60).

$$\mu(v) = \begin{cases} \beta_\mu(a_1, b_1, c_1) \mu_s \frac{v}{|v|}, & \text{kun } |v| < v_s \\ \beta_\mu(a_2, b_2, c_2) \frac{v}{|v|}, & \text{kun } v_s < |v| < v_d \\ \mu_d, & \text{kun } v_d \leq |v| \end{cases} \quad (60)$$

Kaavan (60) kerroin β_μ määritellään yhtälössä (61) ja kertoimet ovat $a_1 = 1 - (-1) = 2$, $b_1 = (v + v_s)/a_1$, $c_1 = -1$, $a_2 = \mu_d - \mu_s$, $b_2 = (v - v_s)/a_2$ ja $c_2 = \mu_s$.

$$\beta_\mu(a, b, c) = c + ab^3(10 - 15b + 6b^2) \quad (61)$$

Kuvassa 12 havainnollistetaan kaavan (60) mukaisen kitkamallin toimintaa. Y-akselille on asetettu kitka, joka on normeerattu lepokitkan μ_s suhteen. X-akselilla on nopeus, joka on normeerattu staattisen tarttumisnopeuden v_s suhteen. Katkoviivalla piirretty käyrä kuvaa kitkan käyttäytymistä, kun staattinen kitka on suurempi kuin dynaaminen kitka. Yhtenäinen viiva kuvaa kitkan käyttäytymistä, kun staattinen ja dynaaminen kitka ovat yhtä suuria. Kuvassa dynaaminen kitka on $v_d = 2v_s$ suuruinen.



Kuva 12. ANSYS Motion -ohjelmiston viskoosinen kitkamalli.

3.1.8 Ratkaisijat

Liikkeyhtälö on vahvasti epälineaarinen, mutta aika-askeleen ratkaisu saadaan jakamalla askel useaan lineaariseen siirtymä- tai kuorma-askeleeseen Newton-Raphson menetelmällä. Pohjimmiltaan ratkaistavana on jokin lineaarinen yhtälöryhmä

$$\underline{\mathbf{A}}\mathbf{x} = \mathbf{b}, \quad (62)$$

jossa $\underline{\mathbf{A}}$ on kerroinmatriisi, \mathbf{b} ratkaisumatriisi ja \mathbf{x} ratkaisuvektori. [12] Lineaarisen yhtälöryhmän ratkaisuun on kehitetty useita eri menetelmiä. Näitä menetelmiä hyödyntävät ohjelmiston ratkaisijat. Ratkaisijan tyypillä on väliä monikappaledynamiikkasimuloinnissa, sillä ratkaistavana olevat liikkeyhtälöt ovat usein suuria, mutta yleensä myös harvoja matriiseja. Ratkaisuaikaa voidaan huomattavasti parantaa sekä muistin käyttöä vähentää valitsemalla käyttökohteeseen soveltuva ratkaisija oikein. Välillä ratkaisijan valinta on kompromissi, sillä menetelmissä on vahvuuksia sekä heikkouksia.

Esimerkiksi iteratiiviset ratkaisijat ovat usein nopeita sekä vähän muistia vieviä, mutta ne eivät välttämättä anna tarpeeksi tarkkaa ratkaisua tai eivät iteroidu ratkaisuun ollenkaan.

Ansyst Motion antaa käyttäjälle kolme erilaista vaihtoehtoa liikkeyhtälöiden ratkaisuun: *General*, *Super* sekä PCG. Ohjelmiston käsikirja ei avaa menetelmiä tarkemmin, mutta kertoo yleisellä tasolla, milloin mitäkin menetelmää tulisi käyttää. Valikoima ei ole laaja, mutta ratkaisijat ovat ohjelmistokehittäjien mukaan kustomoitu tämän tyyppiseen

laskentaan. Tässä alaluvussa käsitellään vaihtoehdot konseptitasolla läpi *Super*-ratkaisijaa lukuun ottamatta, sillä ratkaisijan käyttämästä algoritmista ei voi nimen perusteella päätellä mitään. *Super*-ratkaisija on kuitenkin suunniteltu samoihin tilanteisiin kuin yleinen ratkaisija, mutta se on huomattavasti nopeampi, kun systeemissä ei ole epäjatkuvia kontakteja. Ohjelmiston varmennuskäsikirjan [55] testien mukaan *Super*-ratkaisija on joissain tapauksissa jopa 93,8 % nopeampi kuin *General*-ratkaisija.

Yleisellä ratkaisijalla on kolme asetusta: *Auto*, *Frontal* sekä *Sparse*. Asetus *Auto*, joka on oletusvaihtoehtona, valitsee automaattisesti ratkaisumenetelmän *Frontalin* sekä *Sparsen* välillä. *Frontal* eli frontaalinen on suora ratkaisumenetelmä, muunnos Gaussin eliminoinnista, joka ominaisuuksiensa ansiosta välttää matemaattiset operaatiot, joissa kerrotaan nollalla. Frontaalimenetelmässä matriisista tehdään LU- tai Cholesky-hajotelma eliminoimalla yhtälöt osamatriisi kerrallaan. Ratkaistavana olevaa osamatriisia kutsutaan käsitteellä ”*Front*”. Pelkästään ratkaistavaa osamatriisia säilytetään välimuistissa, ja muut hajotelman tekijät ovat kirjoitettu tiedostoihin. Matriisia ei siis koskaan kasata täyteen kokoonsa. [56] Edellä mainitusta syystä menetelmä ei tarvitse niin paljoa muistia käytettäväkseen kuin moni muu ratkaisutapa. Esikäsittelijän käsikirja ei mainitse, onko kyseessä todellisuudessa kehittyneempi multifrontaalinen menetelmä, joka ratkaisee useita osamatriiseja samanaikaisesti [57]. Olennaista kuitenkin on, että frontaalimenetelmä minimoi muistin käytön.

Sparse-ratkaisija viittaa harvojen matriisien ratkaisijaan. Motion ei ilmoita ohjekirjassa, minkälaisista harvojen matriisien ratkaisijaa se käyttää, mutta laskenta-algoritmi kuitenkin perustuu analyttiseen ratkaisuun. Harvojen matriisien ratkaisijoiden etuna on, että ne tallentavat vain ei-tyhjät elementit muistiin, minkä vuoksi turhia laskutoimituksia säästyy harvoilla matriiseilla runsaasti. Yhtälöryhmän ratkaisu saadaan LU-hajotelmalla, Cholesky-hajotelmalla tai muulla menetelmällä. [58, 59] Ohjekirjan mukaan *Sparse*-ratkaisija on nopeampi kuin *Frontal*.

Ohjelmiston PCG-ratkaisija (*Preconditioned Conjugate Gradient*) on iteratiivinen ratkaisumenetelmä, joka on nopea malleissa, jotka sisältävät karkeasti arvioiden yli 100 000 vapausastetta. Valitettavasti kyseistä menetelmää voidaan käyttää vain äärellisten elementtien mukaisissa EasyFlex-analyseissa. PCG-menetelmä soveltuu symmetrisille positiivisesti definiiteille harvoille matriiseille, minkä takia sitä voidaankin hyödyntää monikappaledynamiikan ongelmassa. Esikäsittely tarkoittaa menetelmässä sitä, että huonosti iteroituvaa yhtälöryhmää approksimoidaan jollain paremmin iteroituvalla yhtälöryhmällä [59]. Esikäsitelty yhtälöryhmä muodostetaan osittamalla alkuperäinen yhtälöryhmä esimerkiksi kerroinmatriisin Cholesky-hajotelman alkioilla [3]. Lopputuloksena saadaan yhtälöryhmä, joka soveltuu paremmin konjugaatti-gradientti-

menetelmälle. Varsinainen yhtälöryhmän ratkaisu saadaan kyseisen menetelmän avulla. Menetelmässä annetaan jokin alkuarvaus ratkaisulle, minkä jälkeen ratkaisua iteroidaan konjugaatti-gradienttien avulla. Tarkempi selostus menetelmässä on esitelty lähteessä [3, 59].

3.2 MATLAB

MATLAB on MathWorksin ylläpitämä numeerisen laskennan tietokoneohjelmisto ja ohjelmistossa käytävä ohjelmointikieli. Ohjelmisto mahdollistaa matriisilaskennan, funktioiden ja datan visualisoinnin sekä omien algoritmien ja käyttöliittymien luomisen. MATLAB sisältää useita lisätyökaluja, joiden avulla ohjelmistoa voidaan hyödyntää monella eri tieteenalalla. Lisätyökaluihin kuuluu myös symbolisen laskennan matematiikka. Ohjelmointi MATLABilla tapahtuu kirjoittamalla suoraan käyttöliittymään tai MATLAB-tiedostoon. MATLABin oman ohjelmointikielen lisäksi algoritmiin voidaan sisällyttää C-kieltä tai Fortrania, jos apuna käytetään MEX-tiedostoja.

Simulink ja Simscape ovat MATLABiin integroituja mallinnusympäristöjä, joiden avulla voidaan analysoida aikariippuvia eli dynaamisia järjestelmiä. Mallinnettava ongelma voi olla diskreettiä, jatkuvaa tai näiden kahden sekoitusta. Ongelman aikariippuvuuden takia malli ratkaistaan käyttäen hyödyksi jotakin aikaintegrointimenetelmää, jonka käyttäjä pystyy valitsemaan itse tai antaa ohjelmiston määrittää menetelmä. Simulaatiomalli luodaan lohkokaaviomuodossa, joka koostuu signaaliviivoista sekä lohkoista. Lohkokaaviot ovat hierarkkisia, joten ne voidaan luoda joko ylhäältä-alas tai alhaalta-ylös periaatteella [60]. Ohjelmistossa lohkot kuvaavat matemaattisia operaatioita ja signaaliviivat matemaattisten operaatioiden välisiä yhteyksiä. [61, 62]

Suurin ero mallinnusympäristöjen välillä on, että Simulinkissa signaaliviivat ovat tasasuuntaisia, kun taas Simscapessa signaali voi kulkea kumpaankin suuntaan. Lisäksi Simscape sisältää pääasiassa lohkoja, jotka kuvaavat jonkin komponentin fysikaalista toimintaa. Simulinkin lohkot ovat primitiivisempiä, yksittäisiä matemaattisia operaatioita suorittavia toimintoja. Simscapessa esimerkiksi on valmiina kokonaisia hydraulisylinterimalleja, jotka Simulinkissa tulee luoda usean lohkon avulla. Edellä mainitut asiat tekevät mallin luomisesta helpompaa Simscapessa kuin Simulinkissa. Sekä Simulink että Simscape sisältävät suuret lohkokirjastot, mutta käyttäjä voi myös luoda omia lohkoja. Simulinkissa oman lohkon luominen tapahtuu S-funktion (*systems-function*) [63] tai sulautetun MATLAB-funktion [64] avulla.

4. PEITELAITEMALLIN MUODOSTAMINEN

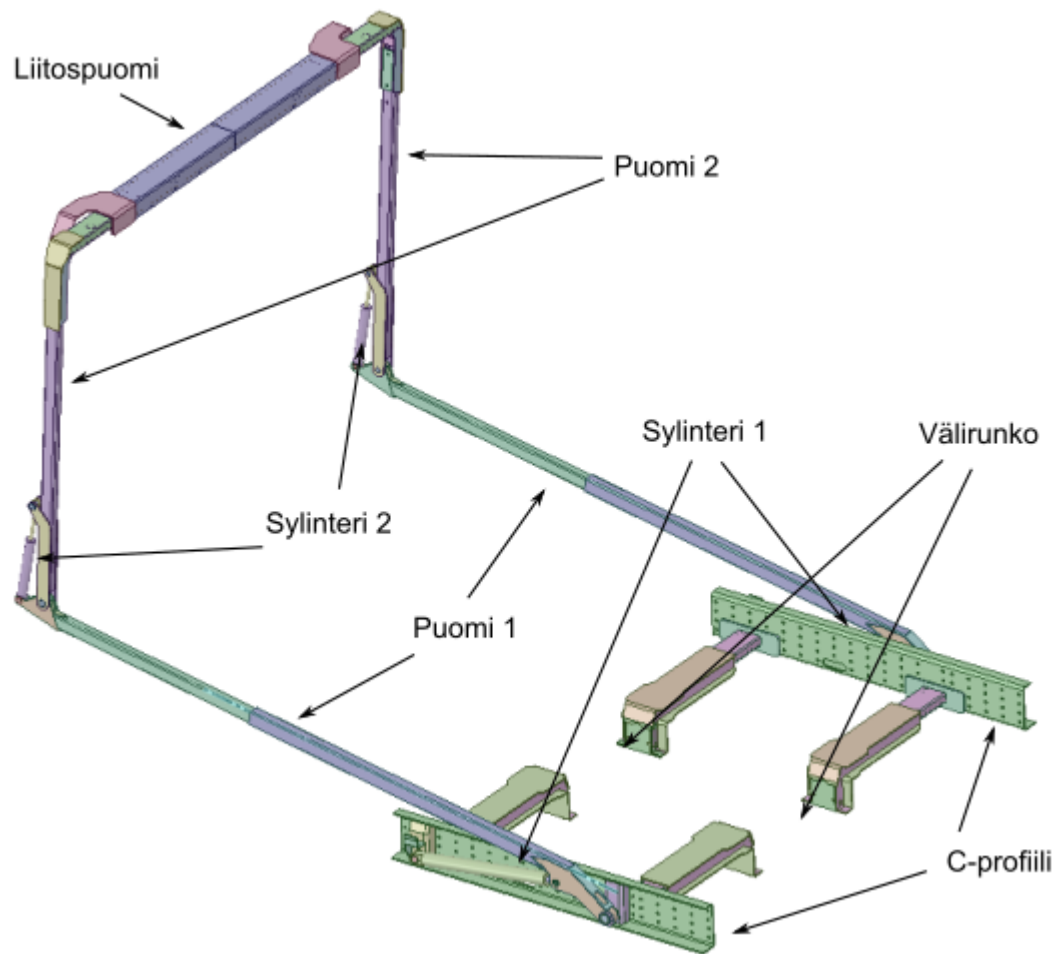
Peitelaitteen tarkoitus on rullata peite kuorma-auton lavan päälle. Työkierto toteutetaan hydraulikkasyylintereiden avulla. Liikkeen oletetaan olevan sen verran nopea, että se aiheuttaa rakenteeseen dynaamisia ilmiöitä, joita simulaatiomallin avulla halutaan tutkia. Dynaamiset ilmiöt voivat muun muassa aiheuttaa staattista tarkastelua suurempia jännityksiä rakenteeseen sekä suurempia painepiikkejä hydraulikkajärjestelmässä. Peitelaitte on hoikka rakenne, joten on oletettavissa, että työkierron aikana rakenne joustaa melko paljon. Joustavuudessa on positiivisia sekä negatiivisia puolia: se pienentää jännityspiikkejä rakenteessa, mutta lisää laitteen heiluntaa. Heilunta aiheuttaa ongelmia simulaatiomallissa, sillä se ei pysähdy, ellei malli sisällä energiaa dissipioivia komponentteja, kuten kitkaa.

Tämä luku keskittyy peitelaitemallin muodostamiseen. Peitelaitemalli sisältää kaksi alimallia, jotka ovat mekaniikkamalli sekä hydraulikkamalli. Mekaniikkamallin muodostaminen on hydraulikkamallia keskeisemmässä asemassa, sillä hydraulikkamalli on tehty tätä diplomityötä aikaisemmin. Tässä työssä vain säädetään hydraulikkamallia vastaamaan todellista laitetta, joten työssä esitellään vain hydraulikan keskeisimmät komponentit.

Peitelaitteen geometria esitellään alaluvussa 4.1, ja rakenteen joustavuus yksinkertaistettuna alaluvussa 4.2. Mekaniikkamallin muodostaminen käydään läpi alaluvussa 4.3. Mekaniikkamallin muodostuksessa keskeisimmät asiat ovat kappaleiden väliset sidosehdot sekä kappaleiden joustavuus. Hydraulikkamalli esitellään komponenttitasolla alaluvussa 4.4. Heilunnan hidastamiseksi mallinnettu kitka peitelaitteessa esitellään alaluvussa 4.5. Alaluvussa 4.6 esitellään simulointiparametreja sekä ratkaisijat ja viimeisessä alaluvussa 4.7 peitelaitemallien tarkkuuden tarkastamista varten simuloitava työkierto.

4.1 Peitelaitteen geometria

Kuvassa 13 esitellään peitelaitteen rakenne. Karkeasti jaoteltuna peitelaitte koostuu puomeista 1, puomeista 2, liitospuomista, C-profiileista, välirungoista sekä kelasta. Puomien 1 ja 2 liikkeen tuottavat sylinterit 1 ja 2. Levityksen tuottavaa kelaa sekä peiterullaa ei kuvassa ole, mutta se on kiinnitettynä liitospuomiin. Kelaa ei tässä työssä huomioida muuten kuin ylimääräisenä massakuormana liitospuomissa.



Kuva 13. Peitelaitteen rakenne.

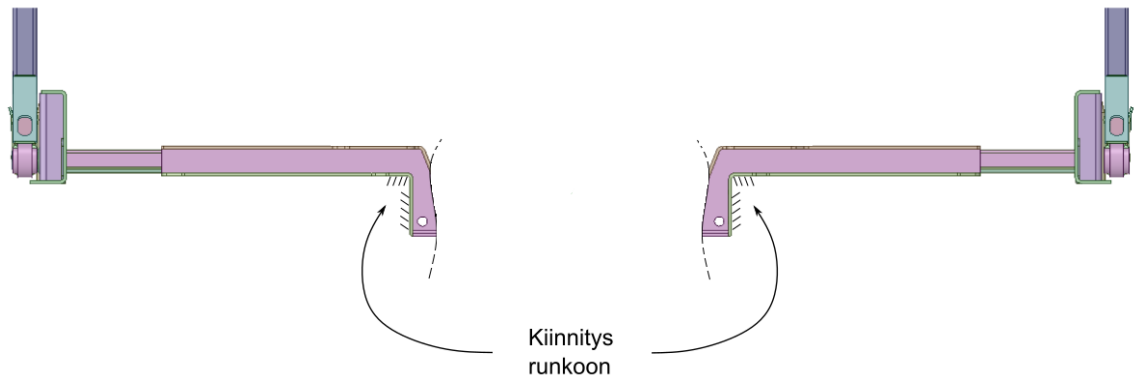
Laitteen rakenne on symmetrinen, ja kaikki identtiset osat ovat nimetty samalla nimellä. Sekaannuksen välttämiseksi on mainittava, että peitelaitteen välirunko koostuu kahdesta "välirunko"-nimisestä osasta.

4.2 Rakenteen joustavuus

Peitelaitteen analysoinnissa ollaan kiinnostuneita ensisijaisesti rakenteen käyttäytymisestä työkierron aikana ja karkealla tasolla rakenteeseen syntyvistä jännityksistä. Simulaatiomallin tulee pystyä kuvaamaan dynaamisia ilmiöitä sekä huomioimaan laitteen joustavuus. Koska työssä hyödynnetään CMS-tekniikkaa, peitelaitteen käyttäytymisestä tulee tehdä päätelmiä jo ennen simulointia, jotta simulaatiomallista saadaan tehokas.

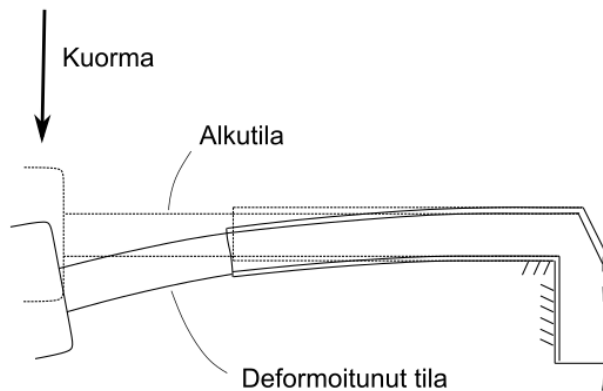
Suurimman vaikutuksen joustavuuteen oletetaan tuovan puomit, sillä ne ovat hoikkia rakenteita, joita rasitetaan taivutuksella. Toiseksi suurin tekijä on välirungon joustavuus. Peitelaitte kiinnitetään kuorma-auton runkoon kuvan 14 mukaisista kohdista. Laite on

kiinni kuorma-autossa usealla pultilla, joten tässä työssä se on idealisoitu jäykällä kiinnityksellä. Kuten kuvasta on huomattavissa, myös välirunkoon kohdistuu taivutusta.

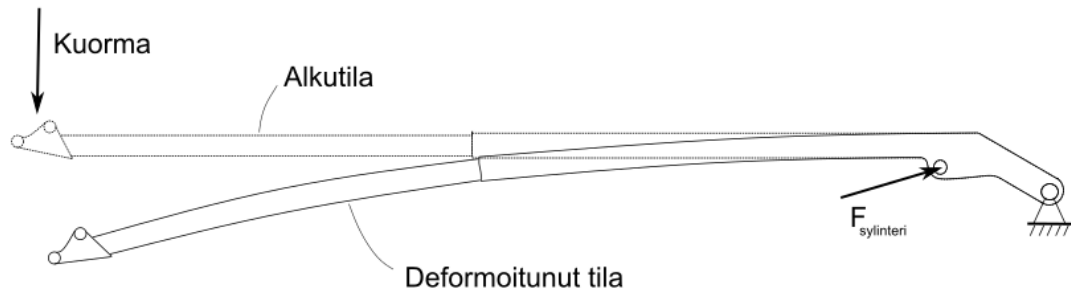


Kuva 14. *Peitelaitteen kiinnityspisteet runkoon.*

Välirungossa sekä puomissa 1 vallitsevat taivutustilanteet esitellään yksinkertaistettuna kuvissa 15 ja 16. Molempia kuormitetaan enimmäkseen pystysuuntaisella kuormalla, joka on peräisin laitteen omasta painosta. Staattisesti tarkasteltuna nämä kuormat pyrkivät taivuttamaan molempia osia kuin ulokepalkkia. Laitteen hidas liikenoisuus huomioiden on oletettavissa, että tilanne on melko samanlainen myös dynaamisesti tarkasteltuna.



Kuva 15. *Välirungon jousto yksinkertaistettuna.*



Kuva 16. Puomin 1 jousto yksinkertaistettuna.

Rakenteen käyttäytyminen ei kuitenkaan ole todellisuudessa niin yksinkertainen kuin kuvissa 15 ja 16. On totta, että muut taivutus- tai vääntömuodot tuovat oman osansa rakenteen joustoon, joten sellaisiakin ominaismuotoja on hyvä valita laskentamalliin mukaan.

4.3 Mekaniikkamalli

Peitelaitteen 3D-malli rakennettiin ANSYS Discovery SpaceClaimissa [65]. Mallista karsittiin pois ylimääräiset piirteet, joilla ei odoteta olevan merkitystä simulaation kannalta. Varsinainen simulaatiomalli rakennettiin Motionin esikäsittelijässä. Osien välisten liitosten väljyyksiä ei mallissa huomioitu, sillä väljyyden kuvaaminen on haastavaa tai jopa mahdotonta Motionin ja muiden monikappaledynamiikka ohjelmistojen tarjoamilla työkaluilla. Simulaatiomalleja luotiin kaksi kappaletta: toinen jäykän kappaleen analysointia varten ja toinen joustavilla kappaleilla. Joustavuus huomioitiin hyödyntäen kappaleen 2.1.4 mukaisia vähennystekniikoita.

4.3.1 Liikerajoitteet

Molemmissa malleissa kappaleiden väliset sidosehdot idealisoitiin kuvan 2 mukaisiksi liikerajoitteiksi. Vaikka jousilla tai muilla voimaelementeillä olisi voinut saada lisäjoustoa rakenteeseen, ei niitä käytetty, koska ne eivät toimi alkuanalyyseissä. Todellisuudessa liitosten väljyys ja joustavuus tuo rakenteeseen ylimääräistä liikettä, mutta idealisoimisen takia nämä ilmiöt jäivät simulaatiosta pois. Joustavaan malliin määriteltiin erilaiset liikerajoitteet kuin jäykkään malliin, koska muodonmuutokset lisäävät kappaleen vapausasteita.

Jäykässä mallissa alaluvussa käsiteltyjen 2.1.2 ylimääräisten liikerajoitteiden välttäminen osoittautui hankalaksi. Jäykkään malliin ylimääräisiä liikerajoitteita jäi 14, mutta onneksi Motionin ratkaisija osasi poistaa ylimääräiset rajoitteet laskennasta. Liikerajoitteiden oikeellisuus tehtiin vertaamalla tukireaktivoimia vasemmalla ja oikealla

puolella peitelaitetta symmetrisessä kuormitustilanteessa. Sama tarkistus suoritettiin myös joustavalle mallille.

4.3.2 Osien verkotus

Joustavien kappaleiden analyysia varten vain peitelaitteen puomit ja alusta verkotettiin. C-profiili, liitospuomi sekä hydraulisylinterit jätettiin jäykiksi. C-profiili jätettiin jäykäksi, koska rasiuksen oletettiin jäävän profiiliin jäykkyyteen nähden pieneksi. Myös liitospuomien rasiusten oletettiin jäävän pieneksi suhteessa sen jäykkyyteen. Liitospuomin taipuma syntyy lähinnä peitekelan painosta, mutta taipuman oletettiin olevan merkityksetön muuttamaan rakenteen ominaisuuksia. Puomien osuus kokonaistaipumasta on niin suurta, että sen oletettiin alustan kanssa hallitsevan systeemin ominaisuuksia.

Peitelaitteen puomien ja alustan verkotus tehtiin ANSYS Meshing -työkalun avulla. Ohjelmiston ominaisuuksia ei tässä työssä avata enempää, mutta lisätietoja niistä löytyy lähteestä [50]. Puomien 1 verkotukselta vaadittiin kaksi ominaisuutta: verkon on oltava riittävä kuvaamaan osan taipumaa ja rakenteen jännityksistä on saatava jonkinlaista alustavaa tietoa. Muille osille verkotuksen vaatimus oli vain saada taipuman kuvaus riittävällä tarkkuudella oikein. Verkotusta ei optimoitu, koska CMS-menetelmän avulla suoritettua dynaamisen analyysin laskenta-aika ei ole kovin riippuvainen sisäisten solmujen määrästä. Rajasolmuja on vakio määrä verkotuksesta riippumatta. Solmujen määrää yritettiin kuitenkin vähän rajata, sillä ominaismuotoanalyysiin kuluva aika sekä tulostiedoston koko kasvaa, mitä enemmän solmuja rakenteessa on. Myös dynaamisen analyysin tulostiedostokoko kasvaa, mitä enemmän elementtejä rakenteessa on. Tämä johtuu siitä, että jokaisen solmun tiedot ja sijainti tulee kirjoittaa tiedostoihin.

Osat verkotettiin käyttäen solidielementtejä. Käytettyjen elementtien sivupituudeksi asetettiin yläraja 20 mm, joka on tarkkuuden kannalta sopivissa rajoissa ohuimpaan 4 mm levypaksuuteen verrattuna. Elementtien sivupituuden suhde paksuuteen tulee olla riittävän pieni, jotta muodonmuutosten tarkkuus säilyy [66]. Peitelaitte koostuu pääpiirteittäin levyrakenteista, joten kuorielementtien käyttö olisi voinut olla hyväksyttävää ja laskennallisesti tehokkaampi vaihtoehto.

Laskennassa käytetyt elementit olivat neliöllisiä tetra-, heksa- ja pyramidielementtejä. Käytetyissä tetraelementeissä on solmuja 10, heksaelementeissä 20 ja pyramidielementeissä 13. Neliölliset elementit ovat huomattavasti tarkempia kuin lineaariset elementit, mutta ne ovat laskennallisesti kalliimpia [67, 68]. Neliöllisissä elementeissä on solmujen välissä välisolmut, jotka mahdollistavat elementin muodonmuutoksen tarkemman kuvauksen.

Verkossa pyrittiin hyödyntämään mahdollisimman paljon heksaedrielementtejä, koska ne säästävät solmuja per tilavuus verrattuna tetraedrielementteihin. Rakenteen verkottaminen heksaedrilla osoittautui kuitenkin haastavaksi, joten suurin osa rakenteesta verkotettiin tetraedrielementillä. Pyramidielementtejä käytetään vain siirtymäalueella, jossa heksaedrielementit muuttuvat tetraedrielementeiksi, mikä on yleinen menetelmä FEM-ohjelmistoissa [69]. Osakohtainen elementtien ja solmujen määrä löytyy taulukosta 1.

Taulukko 1. Elementtien ja solmujen määrä verkotetuissa osissa.

Osa	Elementtejä	Solmuja
Puomi 1	3,55E+04	6,99E+04
Puomi 2	4,80E+03	1,12E+04
Välirunko	1,08E+05	2,22E+05
Koko peitelaite	2,96E+05	6,07E+05

Kuten on huomattavissa taulukosta 1, välirunkoon käytettiin paljon elementtejä. Tämä johtuu siitä, että välirunko on kokonaisuudessaan aika iso. Välirungon verkko on kuitenkin suhteellisen karkea. Puomiin 2 meni huomattavasti vähemmän elementtejä kuin puomiin 1, sillä verkon vaatimus puomille 1 on tiukempi. Solmujen kokonaismäärästä 6,07e5 voidaan päätellä, että ilman CMS-tekniikoita useita sekunteja kestävä dynaaminen analyysi veisi älyttömän määrän aikaa eikä näin harva verkko edes takaisi jännitysten kannalta tarkkoja tuloksia.

4.3.3 Ominaismuotojen valitseminen

Tässä työssä hyödynnetään luvussa 2.1.4 käsiteltyä teoriaa vapausasteiden vähentämiseksi. Rakenteen muodonmuutoksia kuvataan vapailla ominaismuodoilla sekä staattisilla korjauskertoimilla. Ominaismuodot valittiin hyödyntämällä hypoteeseja luvusta 4.2. Arvion mukaan suurin vaikutus laitteen heilumiseen ja puomin 1 jännitykseen syntyy alimmista taivutusmuodoista. Ja kuten luvussa 2.1.4 todettiin, vain muutama ominaismuoto voi jo riittää laitteen rasituksen kuvaamiseen.

Valittavia muotoja voidaan karsia myös analyyttisin keinoin. Bathen mukaan [3] systeemin tilaa merkityksellisesti muuttavien muotojen taajuuden yläraja $f_{m,max}$ on

$$f_{m,max} = 4f_{k,max}, \quad (63)$$

jossa $f_{k,max}$ tarkoittaa suurinta taajuutta kuormituksesta aiheutuen. Alaindeksi m viittaa muotoon, ja k viittaa kuormaan. Tämän taajuuden ylittävät muodot ovat analyysin kannalta käytännössä turhia. Bathen ohjeistus aikaintegroinnin askeleen pituudeksi h on

$$h = \frac{\pi}{10f_{m,max}} \quad (64)$$

aika-askeleen pituudesta riippumattomalle implisiittiselle aikaintegrointimenetelmälle. Kaava (64) johdetaan ajatuksesta, että askeleen pituus tulisi olla 20 kertaa pienempi kuin ominaismuodon jaksonaika, jotta laskenta olisi tarkka. Kaava on kuitenkin enemmän ohjeistus kuin matemaattinen tosiasia. Nyquistin teoreeman [70] mukaan aika-askeleen pituus voi olla enintään $1/2$ muodon jaksonaikaan nähden, jotta muodon vaikutus saadaan laskennassa näkyviin. Toisin sanoen muodon vaikutus näkyy laskennassa ainakin jollain tavalla, vaikka käytettäisiin kaavaa (64) suurempaa aika-askelta.

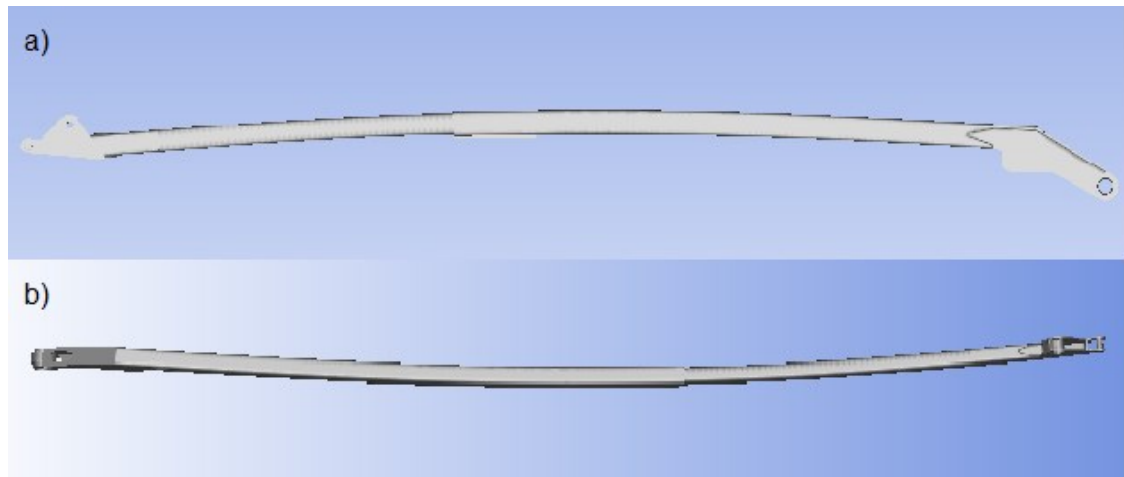
Aika-askeleen pituus h on kytketyn simuloinnin tapauksessa kommunikaatioaskeleen pituus, sillä kuorman muutokset suodattuvat sen perusteella. Kommunikaatioaskeleen minimiksi arvioitiin $h_{min} = 5 * 10^{-4}$ aiemman kokemuksen perusteella. Pienempää aika-askelta ei haluttu käyttää, jotta simulaatioaika ei kasvaisi liian suureksi. Taulukkoon 2 on listattu verkotettujen osien 20 alinta vapaata ominaistaajuutta, ja laskettu kunkin taajuuden vaatima aika-askel kaavan (64) mukaisesti. Jos taajuuden vaatima aika-askel ylittää asetetun minimin h_{min} , aika-askeleen paikalle tulostetaan "----". Ominaismuodoista on poistettu jäykän kappaleen muodot.

Taulukko 2. Verkotettujen osien vapaat ominaistajuuudet sekä taajuuksien vaatimat aika-askeleet.

Muoto	Puomi 1		Puomi 2		Välrunko	
	Taajuus (Hz)	Aika-askel (s)	Taajuus (Hz)	Aika-askel (s)	Taajuus (Hz)	Aika-askel (s)
1	25,76	1,22E-02	94,57	3,32E-03	52,92	5,94E-03
2	32,43	9,69E-03	124,16	2,53E-03	68,08	4,61E-03
3	78,67	3,99E-03	241,55	1,30E-03	144,63	2,17E-03
4	91,73	3,43E-03	330,32	9,51E-04	147,57	2,13E-03
5	146,55	2,14E-03	414,21	7,58E-04	183,48	1,71E-03
6	185,64	1,69E-03	557,84	5,63E-04	212,98	1,48E-03
7	235,19	1,34E-03	648,73	----	224,36	1,40E-03
8	290,80	1,08E-03	682,64	----	309,28	1,02E-03
9	300,88	1,04E-03	727,70	----	362,43	8,67E-04
10	390,95	8,04E-04	781,04	----	365,20	8,60E-04
11	455,52	6,90E-04	1034,80	----	423,74	7,41E-04
12	479,05	6,56E-04	1054,10	----	481,20	6,53E-04
13	556,40	5,65E-04	1232,90	----	490,55	6,40E-04
14	591,09	5,31E-04	1312,00	----	499,77	6,29E-04
15	631,80	----	1445,60	----	505,12	6,22E-04
16	671,44	----	1489,00	----	517,60	6,07E-04
17	787,31	----	1492,20	----	521,13	6,03E-04
18	830,25	----	1592,10	----	551,80	5,69E-04
19	934,66	----	1922,50	----	569,91	5,51E-04
20	1007,50	----	1981,60	----	658,68	----

Taulukon 2 perusteella aika-askeleen minimi sallii kappaleille vähimmillään 6 alinta ominaismuotoa (puomille 2). Rasituslaskennan kannalta kiinnostavalle osalle, puomille 1, on käytettävissä 14 alinta ominaismuotoa. Välrungolle sallitaan jopa 19 ominaismuotoa.

Sallittujen ominaismuotojen fyysinen ulkonäkö tarkastettiin ANSYS Motionin jälkikäsittelijässä. Puomin 1 muodot voidaan jakaa tyyppeihin a ja b, joiden alimmat ominaistajuuudet näkyvät kuvassa 17. Muodot a sisältävät tietoa pääkselin suuntaan kohdistuvasta taivutuksesta, josta työssä oltiin erityisen kiinnostuneita. Korkeammissa a-tyypin muodoissa on mukana myös kappaletta pituussuunnassa kokoon puristavaa muodonmuutosta. Tyypin a muotoja on mukana yhteensä 6. Muodot b sisältävät sivuttaissuunnan taivutuksen sekä väännön muodonmuutoksia. Alimmat b-muodot kuvaavat enemmän taivutusta, mutta esimerkiksi 13:n ominaismuodon muodonmuutos on lähes kokonaan vääntöä. Tyypin b muotoja on mallissa mukana 8.



Kuva 17. Valittujen ominaismuotojen kaksi päätyyppiä.

Osakohtaiset sekä koko peitelaitteen muotojen määrät on kasattu taulukkoon 3. Väilirungolle valittiin eniten ominaismuotoja, koska sen käyttäytymisen kuvaaminen vaatii useita muotoja ja ominaistaajuuudet ovat pieniä suhteessa muihin osiin. Ominaismuotojen lisäksi osien jokaiselle kiinnityspisteelle laskettiin staattiset korjausmuodot kaikille vapausasteille.

Taulukko 3. Valittujen muotojen määrä joustaville osille ja koko rakenteelle.

Osa	Staattinen	Normaali
Puomi 1	18	14
Puomi 2	12	6
Väilirunko	18	19
Koko Peitelaitte	96	78

4.4 Hydraulikkamalli

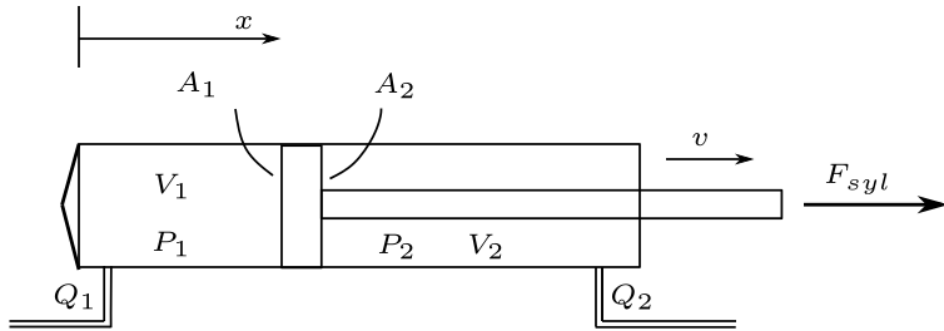
Hiab mallinsi hydrauliiikan Simscapen standardikomponenteilla. Alaluvuissa käydään läpi järjestelmän keskeisimmät hydraulikkakomponentit, jotka vaikuttavat systeemin tilaan. Komponenttien parametrien muutoksilla vaikutetaan tilavuusvirtaan ja paineeseen, ja sitä kautta järjestelmän jäykkyyteen. Jäykkyys vaikuttaa myös mekaniikan käyttäytymiseen, joten hydraulikkakomponentit ovat keskeinen osa kytkettyä simulaatiomallia.

4.4.1 Hydraulisylinterit

Peitelaitteen sylintereillä voidaan tuottaa liike molempiin suuntiin, joten sylinterimalliksi valittiin Simscapen kaksitoiminen hydraulikkasylinteri joka löytyy lähteestä [71]. Mallin tarkoitus on muuntaa hydraulinen energia liike-energiaksi. Käytännössä tällä tarkoitetaan sitä, että männän liikenopeus muutetaan työntövoimaksi. Malliin voidaan sisällyttää myös liikerajoite, joka kytkeytyy päälle, kun sylinterin iskupituus loppuu.

Liikerajoitetta ei kuitenkaan sisällytetty peitelaitemalliin, sillä liikerajoitteen säätäminen vastaamaan todellisuutta on vaikea operaatio, eikä siitä ole varsinaista hyötyä laitteen analysoinnissa.

Kaksitoiminen hydraulisyylinteri koostuu kahdesta komponentista, joista toinen laskee varren puolen tuottaman voiman ja toinen kotelon puolen tuottaman voiman. Kuvassa 18 esitellään havainnekuva kaksitoimisesta hydraulisyylinteristä, jossa kotelon puoli on vasemmalla ja varren puoli oikealla. Molempien puolien tuottama voima ja tilavuusvirta lasketaan samalla tavalla, mutta eri lähtöarvoilla. Muuttujia ovat paine P , tilavuus V ja tilavuusvirta Q . Kokonaisvoima saadaan vähentämällä toisen puolen tuottama voima toisen puolen tuottamalla voimalla.



Kuva 18. Kaksitoiminen sylinterimalli.

Nesteen kokoonpuristuminen huomioidaan vertaamalla nesteen tiheyttä ilmakehän normaaliolosuhteissa ρ_l^0 järjestelmässä olevaan neste-ilma-seokseen ρ . Nesteen-ilma-seoksen tiheys säiliössä lasketaan kaavalla

$$\rho = \frac{\left(\frac{\alpha_g}{1-\alpha_g}\right) \rho_g^0 + \rho_l^0}{\left(\frac{\alpha_g}{1-\alpha_g}\right) \left(\frac{P_0}{P}\right)^{1/\gamma} + e^{-\frac{P-P_0}{B}}}, \quad (65)$$

jossa P on paine säiliössä, P_0 on ilmanpaine, ρ_g^0 on kaasun tiheys ilmakehän normaaliolosuhteissa, α_g on ilman suhteellinen osuus hydraulijärjestelmässä, γ on kaasun lämpökapasiteettisuhde ja B on nesteen puristusmoduuli ilmattomassa järjestelmässä. Tilavuusvirta sylinterissä määritellään kaavassa

$$Q = \frac{d\left(\frac{\rho}{\rho_l^0} V\right)}{dt} = \frac{d\left(\frac{\rho}{\rho_l^0}\right)}{dt} V + \frac{\rho}{\rho_l^0} v A_e, \quad (66)$$

jossa V on männän tilavuus, A_e on männän efektiivinen pinta-ala ja v on sylinterin männän suhteellinen nopeus sylinterikoteloon nähden. Männän puolella, kuvan 18 mukaisesti, tehollinen pinta-ala on $A_e = A_1$. Varren puolella tehollinen pinta-ala on A_2 ,

joka se saadaan vähentämällä männän pinta-alasta varren pinta-ala. Sylinterin puoliskon tuottama voima lasketaan yksinkertaisesti kaavalla

$$F = PA_e. \quad (67)$$

Sylinterin tuottama kokonaisvoima F_{syl} saadaan vähentämällä kotelon ja varren puolen tuottamat voimat toisistaan kaavaan (68) mukaisesti. Kaavassa termi F_μ tarkoittaa kitkaa, joka on lisätty sylinterimallin yhteyteen. Sylinterin kitka F_μ esitellään alaluvussa 4.5.

$$F_{syl} = F_1 - F_2 - F_\mu = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_\mu \quad (68)$$

4.4.2 Putkisto

Putkisto mallinnettiin Simscapen valmiilla putkistolohkomallilla [72], joka perustuu lähteeseen [73]. Malli kykenee huomioimaan kitkan kehittymisen putkessa sekä nesteen kokoonpuristuvuuden, mutta se ei huomioi nesteen inertiaa. Putkistomalli koostuu kahdesta putkivastuksesta sekä hydraulikkasäiliöstä, jolla on vakiotilavuus.

Putkivastukset ovat kitkamalleja, jotka huomioivat painehäviöt Darcyn yhtälön mukaisesti. Darcyn mallissa painehäviö on neliöllisesti riippuvainen tilavuusvirrasta ja lineaarisesti riippuvainen virtauksen aiheuttamasta kitkasta, kaavan (69) mukaisesti.

$$\Delta P = \mu \frac{L_{ekv}}{D_p} \frac{\rho}{2A_p^2} Q|Q| \quad (69)$$

Kaavassa (69) μ tarkoittaa kitkakerrointa, D_p putken halkaisijaa, A_p putken pinta-alaa, ρ nesteen tiheyttä ja Q tilavuusvirtaa. L_{ekv} on koko laitteiston vastusten ekvivalentti yhteispituus. Tässä työssä ekvivalenttina pituutena käytetään hydraulikkaletkun pituutta. Jos L_{ekv} on suurempaa kuin putkiston pituus, sen tarkoitus on kattaa muitakin häviöitä kuin putkiston tuottamat häviöt.

Kitkan μ suuruus riippuu siitä, onko virtaus laminaarista vai turbulenttia. Laminaarilla alueella kitkan suuruus on

$$\mu = K_s / Re, \quad \text{kun } Re \leq Re_L, \quad (70)$$

jossa K_s on muototekijä putken poikkileikkaukselle, Re on Reynoldsin luku ja Re_L on Reynoldsin luvun yläraja laminaarissa virtauksessa. Tässä työssä käytettiin pyöreää putkea, jolle muototekijä on $K_s = 64$. Turbulentille virtaukselle kitkakerroin määritellään Haalandin eksplisiittisen approksimaation avulla, joka esitellään kaavassa (71).

$$\mu = \left(-1,8 \log_{10} \left(\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{r/D_p}{3,7} \right)^{1,11} \right) \right)^2, \quad \text{kun } Re \geq Re_T \quad (71)$$

Yhtälössä (71) r on sisäpinnan karkeus, jonka suurentaminen kasvattaa myös kitkan määrää. Raja Re_T tarkoittaa Reynoldsin luvun alarajaa turbulentissa virtauksessa. Laminaarisen ja turbulentin virtauksen välisellä siirtymäalueella kitkan suuruus interpoloidaan yhtälöiden (70) ja (71) väliltä kaavalla

$$\mu = f_L + \frac{\mu_T - \mu_L}{Re_T - Re_L} (Re - Re_L), \quad Re_L < Re < Re_T, \quad (72)$$

jossa μ_L on kitkakerroin laminaarilla rajalla ja μ_T on kitkakerroin turbulentilla rajalla.

Nesteen kokoonpuristumista kuvataan vakiotilavuuden säiliön avulla. Nesteen tilavuus V_f säiliössä määritellään yhtälöllä

$$V_f = V_c + \frac{V_c}{K} P, \quad (73)$$

jossa V_c on säiliön tilavuus, P on paine letkussa ja K on nesteen puristusmoduuli. Tilavuusvirta säiliöön määritellään yhtälöllä

$$Q = \frac{V_c}{K} \frac{dP}{dt}, \quad (74)$$

jossa dP/dt on paineen muutos säiliössä ajan funktiona.

4.4.3 Venttiilit ja kuristimet

Hydrauliikkajärjestelmässä nesteen virtauksen suuntaa, suuruutta ja painetta ohjaavat venttiilit. Järjestelmän jokaista sylinteriä ohjataan nelitieventtiilillä, jolla on neljä porttia ja kolme virtausasentoa. Komponentti ei huomioi nesteen hitautta tai komponentissa vaikuttavia mekaanisia voimia. Tilavuusvirta lasketaan purkauskertoimen C_d ja virtaustyyppin avulla. Tässä työssä tosin oletettiin, että virtaus on venttiileissä aina turbulenttia. Purkauserrointa ei määritelty komponenttivalmistajan mukaan, vaan käytettiin Simscapen oletusarvoa 0,7. Kyseinen venttiili siis kuristaa tilavuusvirtaa suhteellisen paljon.

Sylinterien kuorman hallinta varmistetaan vastapaineventtiileillä [74], jotka päästävät sylinterin ulostulopaineen läpi vain silloin, kun sylinterin sisääntulopaine ja ulostulopaine ovat yhdessä riittävän suuret. Komponentin avulla sylinteri pysyy paikallaan, vaikka järjestelmän painetasot tippuisivat esimerkiksi letkurikon seurauksena. Simulaatiomallissa ei letkurikkoja tapahdu, mutta vastapaineventtiilit pehmentävät silti kuorman laskua. Sylinterin paluuvirtaa rajoitetaan vastapaineventtiilin lisäksi kuristimella

[75], joka myös hidastaa kuorman karkaamista. Vastapaineventtiilien ja kuristimien rajoittama tilavuusvirta ja painehäviöt lasketaan samaan tapaan kuin nelitieventtiilin. Vastapaineventtiilien purkauskertoimenä käytettiin oletusarvoa 0,7, mutta paluulinjan kuristimien purkauskertoimen avulla painetasot asetettiin vastaamaan todellista peitelaitetta testidatan perusteella.

4.5 Peitelaitteen kitkamallit

Hydraulisylintereiden ja nivelten yhteyteen lisättiin viskoosiset kitkamallit, joiden tarkoituksena on vaimentaa peitelaitteen liikettä [76]. Ilman kitkaa laite jatkaisi värähtelyä epätodellisen pitkään, joten kitka on tärkeä osa laitteen mallinnusta. Kitkan avulla järjestelmän painetasoja saadaan kasvatettua lähemmäksi todellisuutta, sillä sylintereiltä vaaditaan enemmän voimaa liikkeen toteuttamiseksi. Kitkaa ei yritetty kuvata täydellisesti, vaan tärkeintä oli saada kitkan avulla aikaan liikettä vaimentava vaikutus.

Mekaniikkamallin nivelissä käytetään Motionin viskoosista kitkaa, joka esiteltiin luvussa 3.1.7. Vaikka metallien kitkakerroin yleensä laskee liikenopeuden kasvaessa [54], tässä työssä staattiseksi μ_s sekä dynaamiseksi kitkaksi μ_d asetettiin $\mu_s = \mu_d = 0,1$. Malli käyttäytyy kuin kuvan 12 yhtenäinen viiva, koska staattinen ja dynaaminen kitka ovat yhtä suuria. Dynaamista kitkaa ei asetettu pienemmäksi kuin staattista kitkaa, koska suunnanmuutokset kitkakäyrän derivaatassa vaikeuttavat liikkeen vaimenemista tietyillä liikenopeuksilla.

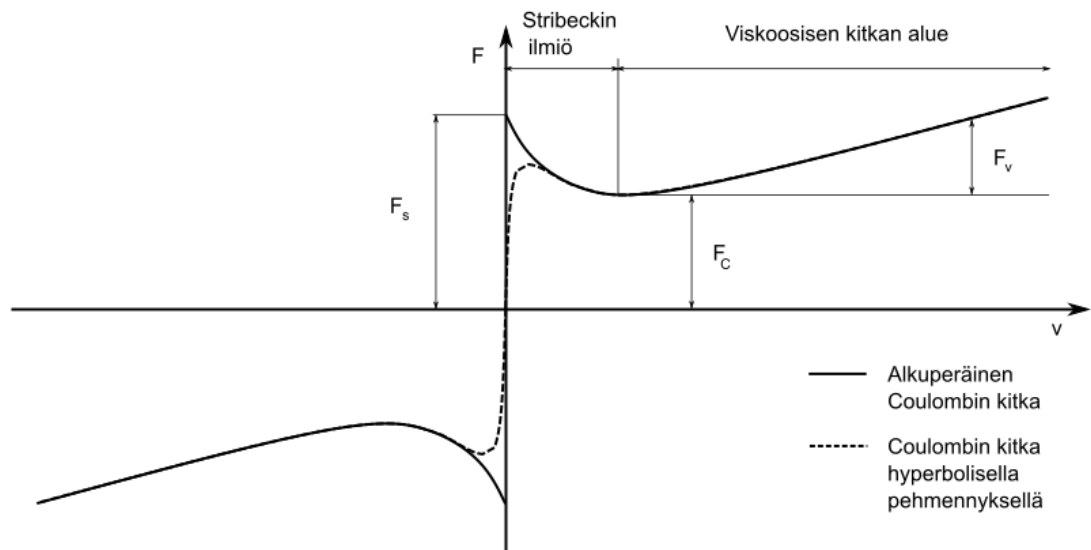
Hydrauliikkasylintereissä käytetään Stribeckin kitkamallin muunnosta. Stribeckin malli on todella yleisesti käytetty kitkamalli, joka huomioi kitkan epälineaarisen käyttäytymisen suhteessa pintojen liikenopeuteen. Malli koostuu kolmesta osasta: 1) Coulombin kitkasta, 2) viskoosista kitkasta ja 3) pienillä nopeuksilla vaikuttavasta Stribeckin ilmiöstä. Coulombin kitka on vakio riippumatta liikenopeudesta, ja viskoosinen kitka on suoraan verrannollinen liikenopeuteen. Niin kutsuttu Stribeckin ilmiö tai vaikutus tarkoittaa sitä, että kitkan suuruus laskee eksponentiaalisesti lepokitkasta dynaamiseen kitkaan. Ilmiö tapahtuu pienillä liikenopeuksilla, ja sen vaikutus häviää, kun nopeus kasvaa tarpeeksi suureksi. Sen jälkeen lineaarisesti kasvava viskoosinen kitka alkaa hallitsemaan kokonaiskitkaa. [77]

Työssä käytetty Stribeckin kitkavoima esitellään kaavassa (75). Mallissa käytettiin hyperbolista Coulombin kitkaa, jonka tarkoitus on poistaa epäjatkuvuuskohta liikenopeuden ollessa nolla [78].

$$F_{\mu} = \sqrt{2}(F_S - F_C) \exp\left(-\left(\frac{v}{v_{St}}\right)^2\right) \frac{v}{v_{St}} + F_C \tanh\left(\frac{v}{v_{Coul}}\right) + \mu_v v \quad (75)$$

Kaavassa F_C on Coulombin kitkakerroin, F_S on staattinen kitkakerroin, μ_v on viskoosinen kitkakerroin ja v liikenopeus. Kaavan kertoimet ovat $v_{St} = v_s \sqrt{2}$ ja $v_{Coul} = v_s/10$, joissa v_s on nopeus, missä saavutetaan kitkan minimi.

Kuvassa 19 havainnollistetaan, miten Stribeckin kitka käyttäytyy nopeuden funktiona. Yhtenäisellä viivalla merkitään Stribeckin kitkaa, jossa on perinteinen Coulombin kitka, ja katkoviivalla merkitään mallia, jossa Coulombin kitka on pehmennetty hyperbolisesti. Kuten kuvasta on nähtävissä, hyperbolisessa mallissa ei ole epäjatkuvuuskohtaa liikenopeuden ollessa nolla. Käyrien muodot ovat vahvasti riippuvaisia Stribeckin kitkamallille annetuista parametreista. Tässä työssä lepokitkavoiman F_s ja Coulombin kitkavoiman F_C ero pidettiin melko pienenä, jotta Stribeckin ilmiö olisi mitätön.



Kuva 19. Stribeckin kitkamalli.

4.6 Simulointiparametrit ja ratkaisijat

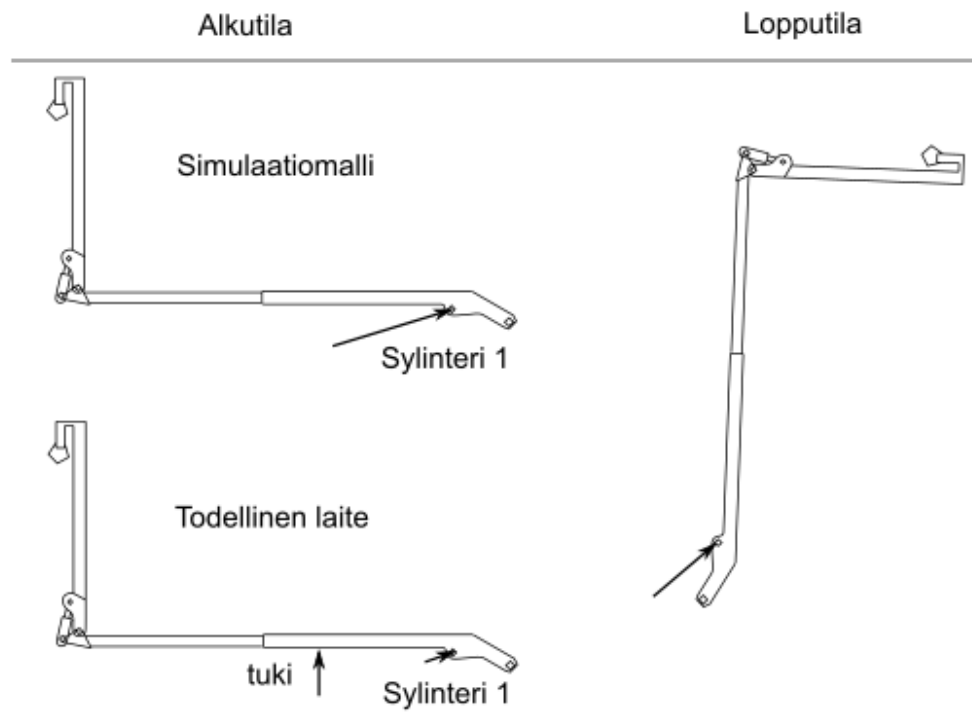
Kriteerit simulointiparametreille ja ratkaisijoille olivat ensisijaisesti toimivuus ja tehokkuus, ei niinkään tarkkuus. Toimivat asetukset valittiin kokeilemalla, mutta valinta pohjautui alustavasti teoriaan. Laskenta-aikaan vaikuttaa eniten kommunikaatioaskeleen pituus [38], joten se määritettiin testaamalla kytkentää usealla aika-askeleella. Lopullisten mallien kommunikaatioaskeleen pituudeksi jäykälle mallille asetettiin 1 ms ja joustavalle mallille 0,5 ms. Kommunikaatioaskeleiden pituudet olivat riittäviä stabiiliuden saavuttamiseksi, mutta laskenta-aika pysyi silti sopivan mittaisena.

MATLABissa hydraulikan tila ratkaistaan Simscapen Solver Configuration -lohkon [79] vakioasetuksilla, jolloin aikaintegraatiomenetelmä on ehdotta stabiili implisiittinen Euler-menetelmä. Kyseinen menetelmä ei aiheuta numeerista vaimennusta, ja ainoa tapa vaikuttaa laskennan tarkkuuteen on säätää aika-askeleen pituutta. Lisää menetelmästä voi lukea lähteestä [80]. Aika-askel asetettiin muuttuvaksi ilman ala- tai ylärajoja, joten hydraulikan vasteen tarkkuus jäi täysin ohjelmiston vastuulle.

Motionissa ei ole mahdollista valita aikaintegrointimenetelmää, joten siihen työssä ei pystytty vaikuttamaan. Ratkaisijaksi valittiin suora *sparse*-ratkaisija. Aika-askeleen ylärajaksi asetettiin kommunikaatioaskeleen pituus ja alarajaksi $1 \mu\text{s}$. Numeeriseksi vaimennukseksi valittiin 0,3, jonka todellista merkitystä simulaatiossa on vaikea arvioida, sillä Motion ei paljasta käyttämänsä aikaintegraatiomenetelmää, eikä sen vaikutusta tässä työssä erityisemmin tutkittu.

4.7 Simuloitava työkierto

Tässä luvussa esitellään simulaatiomallien ja oikean laitteen vertailuun käytetty työkierto. Työkierrossa hydraulikkajärjestelmän paine ohjattiin sylintereihin 1, jotka kääntävät puomeja 1 välirunkoon nähden. Simulointitilanne eroaa todellisesta työkierrosta sen verran, että simulaatiomallissa puomit 1 eivät lepää C-profiilissa sijaitsevalla tuella, kuten kuvassa 20 esitellään. Oli oletettavissa, että painetasot ovat simulaatiomallissa suuremmat laitteen lähtiessä liikkeelle, sillä puomi 1 on kokonaan sylinterin 1 varassa alusta alkaen. Motionissa ei ole mahdollista tehdä kontaktimaisia tukia modaalisille kappaleille, joten niitä ei ole mallinnettu. Aikataulusyistä ei myöskään ollut mahdollista saada käyttöön dataa laitteen työkierrosta, jossa puomien 1 tuet olisi otettu pois.



Kuva 20. Simuloitavan työkierron alkureunaehdot ja lopputila.

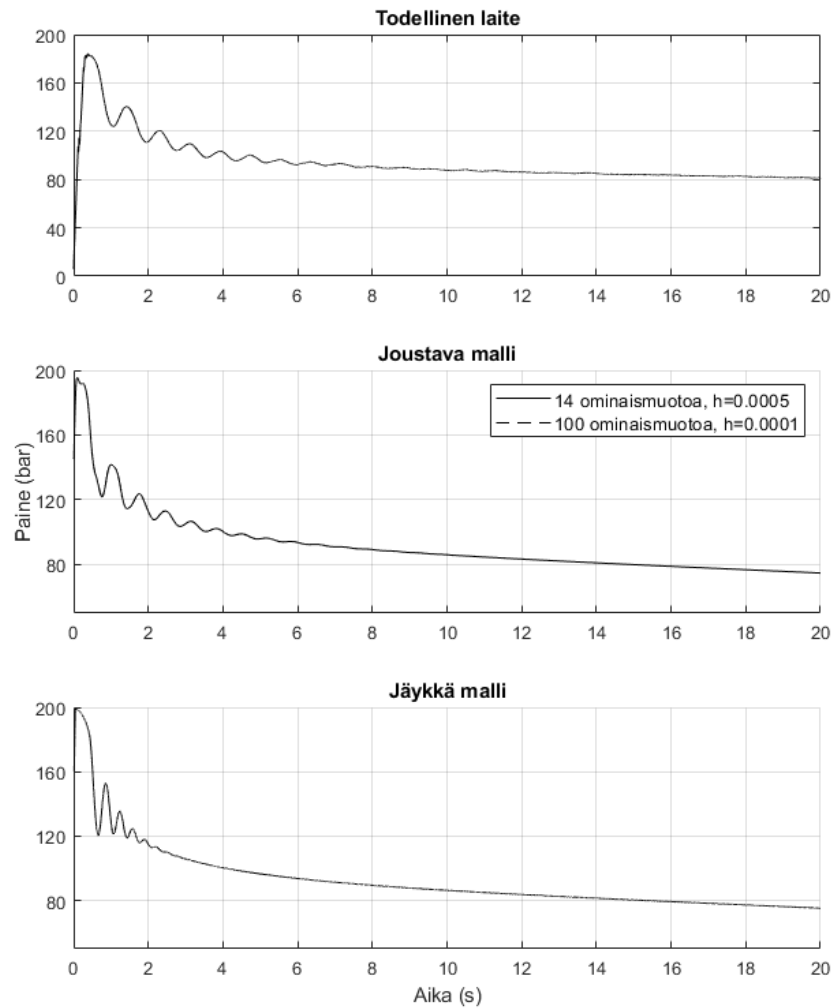
5. TULOKSET

Ensimmäisessä alaluvussa vertaillaan peitelaitemallien tuottamia hydraulipaineita todellisen peitelaitteen paineisiin. Vertailun avulla mallien kitkaa ja hydrauliiikkamallin kuristusta voidaan säätää, jotta mallit käyttäytyisivät samalla tavalla kuin oikea peitelaitte. Vertailun avulla voidaan myös arvioida, kuinka hyvin peitelaitemallit vastaavat todellisuutta. Toisessa alaluvussa arvioidaan mekaniikan mallintamisen sujuvuutta ANSYS Motionilla sekä kytketyn simuloinnin ominaisuutta. Lisäksi alaluvussa käsitellään Motionin teoriapohjaa ja laskentamenetelmiä.

5.1 Peitelaitemallien vertailu todelliseen laitteeseen

Kuvassa 21 esitellään sylinterin 1 painetulokset peitelaitemalleille sekä todelliselle laitteelle. Vertailussa käytetään alaluvun 4.7 mukaista työkiertoa. Kuvassa ylimpänä näkyy todellisen laitteen paine, keskellä näkyy joustavan ja alhaalla jäykän mallin paine. Pystyakselilla näkyy paine (bar) ja vaaka-akselilla aika sekunteina. Valittujen ominaismuotojen tarkkuuden analysointia varten joustava rakenne simulointiin kaksi kertaa, joista yhtenäisellä viivalla merkitään sen mallin tuloksia, joka muodostettiin alaluvussa 4.3.3. Katkoviivalla merkitään mallia, jossa puomin 1 ominaismuotomatriisi sisältää 100 ominaismuotoa sekä saman verran staattisia muotoja kuin ensimmäiseksi mainittu malli. Lisäksi kommunikaatioaskeleeksi valittiin kaavan (64) mukaisesti 0,0001 s, joka on 5 kertaa pienempi kuin karkeammassa mallissa. Katkoviivalla merkitty tarkempi malli peittyy täysin yhtenäisen viivan alle.

Sekä joustava että jäykkä malli kykenee kuvaamaan todellista painekäyrää kohtalaisen hyvällä tasolla. Näyttää myös siltä, että kappaleiden joustavuuden mallintaminen tarkentaa painekäyrää huomattavasti lähemmäksi todellista painetasoa. Joustavuuden lisääminen pehmentää painepiikkejä, mikä oli odotettavissa, sillä järjestelmän kokonaisjäykkyys on pienempi.



Kuva 21. Peitelaitteen ja peitelaitemallien sylinterin 1 paine.

Kuvassa 21 ensimmäisen painepiikin kohdalla paine nousee peitelaitemalleissa huomattavasti todellista painetta korkeammalle. Osa eroista voi selittyä erilaisilla alkureunaehdoilla, joita käytiin läpi aluvuossa 4.7. Todellisuudessa puomi 1 ei siis ole kokonaan sylinterin 1 varassa, kun laite lähtee lepoasennosta liikkeelle. Väitettä tukee tieto, että seuraavien painepiikkien kohdalla ero on huomattavasti vähäisempi. Joustavan mallin ensimmäinen painepiikki eroaa 6,8 % todellisen laitteen vastaavasta ja seuraavat kaksi painepiikkiä eroavat 1 % ja 2,9 %.

Jäykässä mallissa joustavuus syntyy vain nesteen kokoonpuristumisesta, joten heilunnalla on korkeampi taajuus ja amplitudi verrattuna joustavaan malliin. Joustavan mallin käyttäytyminen on paljon lähempänä todellisuutta, joten joustavuuden kuvaus on ainakin jossain määrin onnistunut. Myös valitut ominaismuodot näyttävät riittävän kuormitustilanteeseen täysin, sillä ominaismuotojen määrän lisääminen ei muuta

tuloksia ollenkaan. Positiivista on myös se, ettei aika-askeleen pienentämisellä ole merkitystä tuloksiin. Toisaalta epävarmuutta arviointiin tuo se, että yhden sylinterin painetulosten vertailu ei ole tarkin menetelmä arvioida muotojen ja aika-askeleen riittävyttä. Voi siis olla, että esimerkiksi paikallisissa muodonmuutoksissa on eroja. On kuitenkin pääteltävissä, että todella vähäinen määrä muotoja parantaa tuloksia ainakin jäykkiin kappaleisiin verrattuna.

Heilunta stabiloituu todellisuudessa hitaammin kuin malleissa. Ero on huomattavasti suurempi jäykällä mallilla kuin joustavalla mallilla. Tästä voisi päätellä, että joustavuus hidastaa heilumisen stabiloitumista. Oli tosin odotettavissa, että todellinen painekäyrä stabiloituu hitaammin, sillä työssä välteltiin Stribeck-ilmiötä valitsemalla kitkamallit sopivalla tavalla. Ei kuitenkaan voi olla varma siitä, minkälainen kitkan käyttäytyminen peitelaitteessa todellisuudessa on, joten syy-seuraussuhteen etsiminen näiden asioiden välillä on vaarallista.

Tässä tapauksessa simulointiaika joustavilla kappaleilla mallinnettuna oli viisinkertainen verrattuna jäykkiin kappaleisiin. Ero ei ole kovin suuri joustavuudesta saadut hyödyt huomioiden. Kokonaissimulaatioajasta monikappalemallin tilan ratkaisemiseen meni jäykällä mallilla 12,7 % ja joustavalla mallilla 63,3 %, kun ratkaisijana käytettiin suoraa sparse-menetelmää. Tulokset näkyvät taulukossa 4. Simulinkilla toteutettu mallin ohjaus ei ollut kaikista tehokkain, joten siihen kului turhaa simulointiaikaa. Tehokkaalla ohjauksella ja datankäsittelyllä monikappaledynamiikan ratkaisemiseen kuluisi prosentuaalisesti enemmän kokonaissimulointiaikaa.

Taulukko 4. Monikappaledynamiikkaan käytetty ratkaisuaika koko simulaation ratkaisuajasta.

Ratkaisija	Simulaatiomalli	
	Jäykkä	Joustava
Sparse direct	12,7%	63,3%

5.2 ANSYS Motion

Tässä alaluvussa käydään läpi havaintoja, joita työn aikana saatiin kerättyä ANSYS Motionista. Havainnot koostuvat kolmesta pääkohdasta, jotka ovat 1) mekaniikan mallintaminen, 2) kytketty simulointi ja 3) teoriat ja laskentamenetelmät. Kohdat 1 ja 2 keskittyvät havaintoihin, joita peitelaitteen mallintamisessa saatiin aikaiseksi. Kohta 3 käsittelee ohjelmiston teoriaa ja menetelmiä, joita se hyödyntää dynaamisten ongelmien ratkaisemiseen.

5.2.1 Mekaniikan mallintaminen

Monikappaledynamiikan mallintaminen ohjelmistolla ei tuottanut suuressa määrin ongelmia. Ohjelmistossa on tarvittavat toiminnot mekaniikan mallintamiseen, ja simulaatiota pystyy parametrisoimaan. Esimerkiksi nivelien kitkaa voidaan muuttaa yhtäaikaaisesti *design variable* -ominaisuuden avulla. Sama toiminnallisuus helpotti myös kappaleiden alkuasentojen määrittämistä alkuanalyysia varten.

Joustavan kappaleen mallintamiseen ja muotojen valintaan voisi olla lisäominaisuuksia. Ohjelmiston verkotustyökalut ovat liian yksinkertaisia, joten elementtiverkko useassa tapauksessa täytyy tuoda muista ohjelmista. Lisäksi työkalut solmujoukkojen ja pintajoukkojen määrittämiseen ovat epäkäytännöllisiä, mikä vaikeuttaa joustavan kappaleen mallintamista ja piirteiden muokkausta jälkikäteen. Muotojen valintaa helpottaisi ominaisuudet, joilla voisi tutkia, kuinka paljon kuormitus aktivoi eri muotoja. Tällä hetkellä on vaikea arvioida, onko muotojen määrä riittävä, sillä jälkikäsitteijässä näkee vain modaalikoordinaattien suuruudet. Modaalikoordinaattien fysikaalinen merkitys on kuitenkin epäselvä, varsinkin kun muodot ovat ortonormeerattu massan suhteen.

5.2.2 Kytketty simulointi

Linkin luominen ohjelmistojen välille on suoraviivainen ja nopea prosessi. Työvaiheet ovat esiteltynä kattavasti ANSYS Motionin esikäsittelijän ohjekirjassa. Prosessista on tehty siinä mielessä käyttäjäystävällinen, että siinä ei ole työvaiheita, jotka eivät olisi selkeästi esillä käyttöliittymässä ja ohjekirjassa. Linkin testaaminen on nopeaa, sillä simulaation lopetus ja uudelleenkäynnistys eivät vaadi ylimääräisiä toimenpiteitä. Lisäksi tuloksia pystyy tarkastelemaan kesken simuloinnin, kun simulointi on pysäytetty.

Alimallien tai linkin muokkaaminen eivät aiheuttaneet vikatilanteita tai selittämättömiä stabiiliuden menetyksiä laskennassa. Linkki ei näytä rajoittavan, mitä ominaisuuksia Motionista voidaan analyysissa käyttää. Alkuanalyysi ja staattinen analyysi voidaan sisällyttää laskentaan. Staattinen analyysin käyttäminen tosin vaatii sen, että liikerajoja on riittävästi tasapainoaseman löytämiseen. Muokattavuuden kannalta linkki näyttää toimivan paremmin kuin mitä saatiin aikaan Saarelan työssä ANSYS Rigid Body Dynamicsilla ja Twin builderilla.

Huono puoli kytketyn simuloinnin ominaisuudessa on vikatilanteiden käsittely. Varsinkin linkin testaamisessa voi tulla tilanteita, joissa linkissä on virheitä. Näissä tilanteissa MATLAB kaatuu tai jähmettyy sen sijaan, että se antaisi jonkin virheilmoituksen. Linkki ei siis hoida virhetilanteita hallitusti. Työn aikana kerättiin muutamia ohjeistuksia virhetilanteiden käsittelyyn:

- Jos MATLAB kaatuu, kommentoi MBD-lohko Simulink-mallista. Jos kaikki toimii tällöin virheettömästi, vika on todennäköisesti alkuehdoissa. Jos jokin ei toimi, MATLAB ilmoittaa virhetilanteesta normaaliin tapansa.
- Jos MATLAB jähmettyy, virheilmoitus löytyy MBD-ratkaisijan tulostiedostosta (*.msg), koska virhe on tällöin mekaniikkamallissa.

5.2.3 Teoriat ja laskentamenetelmät

Suurin osa ohjelmiston laskennassa käyttämistä menetelmistä ja teorioista ei ole käyttäjän nähtävissä. Esimerkiksi ohjelmiston käyttämästä aikaintegraatiomenetelmästä ei ohjekirjan perusteella voi päätellä juuri mitään, eikä ohjelmistossa voi valita integrointimenetelmää itse. Tämä tekee laskennan tarkkuuden arvioimisesta jossain määrin hankalaa, koska käytetyllä integrointimenetelmällä ja numeerisella vaimennuksella on merkitystä tuloksiin. Ohjekirjat eivät mainitse, millä Newton Raphson-menetelmällä aliasteleat iteroidaan. Menetelmällä on vaikutusta laskenta-aikaan ja tarkkuuteen. Ilman erillisiä tutkimuksia on siis vaikea arvioida, mikä on ohjelmiston tarkkuus ja tehokkuus.

Varmennuskäsikirjan perusteella voisi arvioida, että ohjelmiston oma Super-ratkaisija on tehokas ainakin verrattuna ohjelmiston omaan analyttiseen Sparse-ratkaisijaan. Lisäksi laskentatehoa lisäävät mahdollisuudet käyttää montaa ydintä laskennassa kerrallaan ja kytketyssä simuloinnissa rinnakkaislaskenta. Näiden tietojen perusteella voi päätellä, että ohjelmiston suunnittelussa on käytetty aikaa tehokkaiden laskentamenetelmien saavuttamiseksi, mutta vertailu muihin ohjelmistoihin puuttuu.

Modaaliset kappaleet mallinnetaan vapailla ominaismuodoilla ja staattisilla korjauskertoimilla. Tämä menetelmä ei ole ehkä niin yleisesti käytössä monikappaledynamiikkaohjelmistoissa kuin jäykästi tuetut ominaismuodot ja staattiset korjauskertoimet, mutta menetelmän etuja ja haittoja ei tässä työssä ole tutkittu. Ohjelmistoon voi myös tuoda muodot muista ohjelmista, joten muiden vähennystekniikoiden käyttö on mahdollista. Siinä mielessä vähennystekniikoiden käyttö ei ole niin rajoittunutta. Tarvittaessa joustavuuden voi toteuttaa myös äärellisten elementtien menetelmällä, mikä on harvinaista monikappaledynamiikkaohjelmistolle. Joustavan kappaleen energiaa voi vaimentaa vain jäykkyyttä vaimentamalla, oli kyseessä modaalinen tai äärellisten elementtien menetelmään pohjautuva joustava kappale. Äärellisten elementtien menetelmää käyttäessä se voi vaikuttaa tulosten tarkkuuteen heikentävästi, sillä joissain sovellutuksissa materiaallinen vaimennus on tarpeellinen.

6. YHTEENVETO

Työssä muodostettiin jäykkien ja joustavien kappaleiden simulaatiomallit peitelaitteelle. Työssä keskityttiin erityisesti joustavien kappaleiden mallintamiseen vähennystekniikoita hyödyntäen. Vähennystekniikoita käytettiin simulointiajan ja tulosten tiedostokoon pienentämiseksi. Työssä todellisen laitteen painetuloja verrattiin muodostettuihin simulaatiomalleihin. Tulosten perusteella kytketyt simulaatiomallit käyttäytyvät oletetulla tavalla. Jäykkien kappaleiden malli yliarvioi painepiikkien suuruutta. Joustava malli pehmentää painepiikkejä lähemmäksi todellista mallia. Jo pieni määrä ominaismuotoja riitti joustavuuden kuvaamiseen, mikä osoittaa vähentämistekniikoiden hyödyllisyyden tällaisissa sovellutuksissa.

Molempien simulaatiomallien heiluminen työkierron aikana loppuu nopeammin kuin todellisen laitteen. Suurin syy tähän selittyy systeemin joustolla. Jousto pidentää laitteen heilumisaikaa, kuten jäykän ja joustavan mallin ja todellisen laitteen painetulosten vertailu osoittaa. Työssä ei kuitenkaan selvitetty, mistä loput eroista johtuvat. Syyt voivat olla käytetyissä kitkamalleissa, painejärjestelmän häviöissä, numeerisessa vaimennuksessa tai muotojen vaimennuksessa. Heilumisenergiaa dissipoiivia komponentteja on niin paljon ja todellisen laitteen painedataa niin vähän, ettei vaimennuksen mallintamista tarkemmaksi katsottu järkeväksi.

Simulaatiomallien toimivuuden ja tarkkuuden arviointi tehtiin vain yhdelle työkierrolle ja pelkästään painetuloja vertaamalla. Esimerkiksi modaalisten kappaleiden muotojen valinta tässä työkierrossa voi olla riittävä, mutta jos kuormitustilanne olisi erilainen, eivät muodot välttämättä riittäisi muodonmuutosten kuvaamiseen. Muodot pitää valita kuormitustilanteeseen sopivaksi tai niin, että niitä on todella monta. Muotojen lisääminen kuitenkin lisää laskenta-aikaa vapausasteiden määrän kasvaessa ja mahdollisesti pienemmän kommunikaatioaskeleen takia. Lineaaristen muotojen takia simulaatiomalli ei myöskään pysty kuvaamaan epälineaarisia muodonmuutoksia rakenteessa. Simulaatiomallista ei siis voi havaita esimerkiksi teräksen plastisoitumista tai nurjahdusta.

ANSYS Motionin soveltuvuus kytkettyjen simulaatiomallien muodostamiseen arvioitiin simulaatiomallien ja ohjelmiston ominaisuuksien sekä teorian pohjalta. Monikappaledynamiikan mallintaminen ja kytketyn simulaation linkin luominen ohjelmistolla osoittautuivat suoraviivaisiksi prosesseiksi. Työvaiheet molempiin ovat selkeästi esillä ohjelmiston ohjekirjoissa. Joustavien kappaleiden mallinnusta hankaloitti

hieman puutteet ohjelmiston ominaisuuksissa. Ohjelmiston teoriapohjan arvioinnista teki vaikeaa se, että ohjelmiston teoriapohjaa ei ole kunnolla dokumentoitu ohjekirjoihin. Osa teoriasta ilmoitetaan hyvin epätarkasti tai niitä ei avata ollenkaan. Varsinkin ohjelmistoa varten räätälöidyt menetelmät, kuten *super*-ratkaisija sekä integrointimenetelmä, ovat todella väljästi dokumentoitu. Tämä on sinänsä ymmärrettävää, sillä ne ovat ohjelmiston kilpailuvaltteja. Puutteellinen dokumentointi tekee ohjelmiston tarkkuuden arvioimisesta hankalaa, ellei tee erillisiä vertailuja muiden ohjelmistojen kanssa. On kuitenkin mainittava, että tehtyjen simulaatioiden perusteella laskennat olivat stabiileja. Lisäksi simulaatiomallien muokkaus ei aiheuttanut ongelmia stabiiliuden kanssa.

Yllä mainittujen seikkojen pohjalta voisi sanoa, että ANSYS Motion on hyvä vaihtoehto kytkettyjen simulaatiomallien luomiseen. Ohjelmiston positiivisiin puoliin voi katsoa mallin luomisen ja simuloinnin yksinkertaisuuden. Huonoja puolia ovat puutteet dokumentaatiossa sekä vähäiset mahdollisuudet säätää analyysin parametreja sekä ratkaisumenetelmiä. Toisaalta vähäisen säädettävyyden voi katsoa myös eduksi, jos ohjelmisto toimii hyvin näinkin, koska tämä lisää analysointiprosessin yksinkertaisuutta.

Työ onnistui kokonaisuudessaan kohtalaisen hyvin. Työssä saatiin aikaiseksi rakenteen joustavuuden huomioiva simulaatiomalli, jota hyödynnetään peitelaitteen rakenteen analysointiin. Dataa todellisen laitteen käyttäytymisestä olisi voinut olla enemmän, jolloin simulaatiomallista olisi voinut tehdä tarkemman. Työn aikana saatiin arvokasta tietoa ANSYS Motionin soveltuvuudesta vastaavien simulaatiomallien luomiseen. Valitettavasti puutteet ohjelmiston teorioiden dokumentaatiossa tekivät ohjelmiston arvioimisesta hankalaa.

Tämä diplomityö antaa pohjan peitelaitteen simulaatiomallin jatkokehitykseen, laitteen rakenteen analysointiin tai ANSYS Motionin tutkimiseen. Erityisesti hydraulikan komponentteja voisi säätää vastaamaan todellista laitetta. Tällä hetkellä virtauksen häviöt komponenteissa ovat pitkälti Simscapen vakioarvoja, eivätkä siten välttämättä vastaa komponenttien todellisia häviöitä. Mekaniikan osalta nivelten kitkaa ja komponenttien vaimennusta voisi säätää tarkemmaksi. Olisi myös mielenkiintoista tarkastella, miten simulaatiomallin jännitykset vertautuvat todellisen laitteen jännityksiin. Vähentämistekniikat tekevät kuitenkin oletuksia muodonmuutoksista, joten jännitystila ei ole niin tarkka. Laitteen todellisen jännitystilän voisi selvittää vaikka pietsosähköisen liuskan avulla. Todellisia jännityksiä voisi verrata simulaatiomallin antamiin tuloksiin.

ANSYS Motion on itsessään potentiaalinen jatkotutkimuksen kohde. Ohjelmiston nopeudesta ja tarkkuudesta ei ole tehty varsinaista tutkimusta ollenkaan varmennuskäsikirjaa lukuun ottamatta. Valitettavasti varmennuskäsikirjasta puuttuu

vertailu muihin ohjelmistoihin. Lisäksi esimerkiksi jännitystarkastelut uupuvat kokonaan. Ohjelmistoa mainostetaan nopeana ja stabiilina, joka tämän työn pohjalta vaikuttaa pitävän paikkaansa, mutta tulosten tarkkuuden tarkastelu uupuu. Tulosten tarkkuuden mittaaminen olisi tärkeää, sillä ohjelmiston käyttämää teoriapohjaa ei ole kunnolla dokumentoitu. Tarkkuutta ei siis voi arvioida kirjallisuuden avulla, koska käytettyjä menetelmiä ei tunneta. Tässä työssä ei myöskään otettu selvää ohjelmiston tarjoamista lisäosista. Näissä lisäosissa on paljon hyödyllisiä ominaisuuksia konetekniikan tarpeisiin, joiden tutkiminen voisi lisätä ohjelmiston arvoa tuotekehityksen tukena. Tämä työ kävi läpi vain kapean osuuden niistä ominaisuuksista, jotka perustelevat ohjelmiston olemassaolon.

LÄHDELUETTELO

1. Saarela, V., COUPLED FLEXIBLE MULTIBODY DYNAMICS AND HYDRAULIC SIMULATION, diplomityö, Tampere University, 2019.
2. ANSYS, ANSYS Motion Preprocessor Manual, ANSYS, 2020, 1618 s.
3. Bathe, K.J., Finite Element Procedures. 2. p., Bathe K.J., Watertown, MA, 2014, 1043 s.
4. Wriggers, P., Nonlinear Finite Element Methods. 1. p., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008, 560 s.
5. Salmi, T., Teknillisen mekaniikan perusteet: statiikka, lujuusoppi ja dynamiikka. 2. p., Pressus, Tampere, 2003, 464 s.
6. Shabana, A.A., Dynamics of multibody systems. 3. p., Cambridge University Press, Cambridge, 2005, 374 s.
7. Amirouche, F., Fundamentals of Multibody Dynamics. Theory and Applications, 2006, 684 s.
8. Park, T., Haug, E.J., Yim, H.J., Automated kinematic feasibility evaluation and analysis of mechanical systems, Mechanism and Machine Theory, Vol. 23, 5. p, 1988, s. 383–91.
9. Wojtyra, M., Joint reaction forces in multibody systems with redundant constraints, Multibody System Dynamics, Vol. 14, 1. p, 2005, s. 23–46.
10. Udwadia, F.E., Kalaba, R.E., Analytical Dynamics: A New Approach, Cambridge University Press, 1996.
11. Shabana, A.A., Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments, Multibody System Dynamics, Vol. 1, 2. p, 1997, s. 189–222.
12. Bauchau, O.A., Flexible multibody dynamics, Solid Mechanics and its Applications, 2011, s. 567–701.
13. Canavin, J.R., Likins, P.W., Floating reference frames for flexible spacecraft, Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 14, 12. p, 1977, s. 724–32.
14. Craig, R.R., Bampton, M.C.C., Coupling of substructures for dynamic analyses, AIAA Journal, 1968, s. 1313–9.
15. Rixen, D.J., A dual Craig-Bampton method for dynamic substructuring, Journal of Computational and Applied Mathematics, Vol. 168, 1–2. p, 2004, s. 383–91.
16. Voormeeren, S.N., Van Der Valk, P.L.C., Rixen, D.J., A general mixed boundary model reduction method for component mode synthesis, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 10, 1. p, 2014.

17. Meirovitch, L., Elements of vibration analysis. 2. p., McGraw-Hill, New York, 1986, 576 s.
18. Wijker, J., Free-free Dynamic Systems, Inertia Relief, Mechanical Vibrations in Spacecraft Design, 2004, s. 303–11.
19. Seshu, P., Substructuring and component mode synthesis, Shock and Vibration, Vol. 4, 3. p, 1997, s. 199–210.
20. Banerjee, A.K., Dickens, J.M., Dynamics of an arbitrary flexible body in large rotation and translation, Journal of Guidance Control and Dynamics, Vol. 13, 1990, s. 221–7.
21. Wallrapp, O., Schwertassek, R., Representation of geometric stiffening in multibody system simulation, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1991, s. 1833–50.
22. Craig, R.R., Chang, C.-J., Free-interface methods of substructure coupling for dynamic analysis, AIAA Journal, Vol. 14, 11. p, 1976, s. 1633–5.
23. Yeh, H.-F., Dopker, B., Deformation mode selection and mode orthonormalization for flexible body system dynamics, Computers & Structures, Vol. 34, 4. p, 1990, s. 615–27.
24. Belyi, M., Belsky, V., Bajer, A., Kim, M., Ianculescu, C., Advanced linear dynamics and substructuring capabilities in Abaqus with applications in noise and vibration analysis, International Conference on Noise and Vibration Engineering 2012, ISMA 2012, including USD 2012: International Conference on Uncertainty in Structure Dynamics, 2012, s. 3427–38.
25. Priestley, M.J.N., Seible, F., Calvi, G.M., Modeling and Analysis, 1996, 155–264 s.
26. Irvine, T., Damping properties of materials, 2004. Saatavissa (viitattu 15.7.2020): <https://syont.files.wordpress.com/2007/05/damping-properties-of-materials.pdf>
27. Offshore standard DNV-OS-F201, Dynamic risers, DET NORSKE VERITAS (DNV), 2010, 91 s.
28. Watton, J., Fluid power systems : modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice-Hall, New York, 1989, s. 490.
29. Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M., Hydrauliiikan perusteet, WSOY, Porvoo, 1996, 340 s.
30. Ellman, A., Piché, R., Modified orifice flow formula for numerical simulation of fluid power systems, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Atlanta, 1996, s. 721–4.
31. Javanmardi, M.R., Implicit and Explicit Time Integration Methods for Nonlinear Structural Dynamics, September. p, 2017, s. 1227.
32. Sun, J.S., Lee, K.H., Lee, H.P., Comparison of implicit and explicit finite element methods for dynamic problems, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 105, 1. p, 2000, s. 110–8.

33. Subbaraj, K., Dokainish, M.A., A survey of direct time-integration methods in computational structural dynamics—II. Implicit methods, *Computers & Structures*, Vol. 32, 6. p, 1989, s. 1387–401.
34. Newmark, N.M., A Method of Computation for Structural Dynamics, *CE Journal of the Engineering Mechanics Division*, Vol. 85, 3. p, 1959, s. 67–94.
35. Hilber, H.M., Hughes, T.J.R., Taylor, R.L., Improved numerical dissipation for time integration algorithms in structural dynamics, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol. 5, 3. p, 1977, s. 283–92.
36. Wood, W.L., Bossak, M., Zienkiewicz, O.C., An alpha modification of Newmark's method, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1980, s. 1562–6.
37. Chung, J., Hulbert, G.M., A Time Integration Algorithm for Structural Dynamics With Improved Numerical Dissipation: The Generalized- α Method, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 60, 2. p, 1993, s. 371–5.
38. Rahikainen, J., ON THE DYNAMIC SIMULATION OF COUPLED MULTIBODY AND HYDRAULIC SYSTEMS FOR REAL-TIME APPLICATIONS, väitöskirja, Lappeenranta-Lahti University of Technology, Lappeenranta, 2019.
39. Marjamäki, H., Mäkinen, J., The raising movement of a hydro-mechanical lift frame, Papadrakakis M., Charnpis D., Lagaros N., Tsompanakis Y. (toim.), *COMPdyn 2007 First International Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering*, 13-16/2007 Rethymno, Grete, Greece, 2007, s. 12.
40. Mäkinen, J.M.A., Pertola, P.S., Marjamäki, H.U., Modeling Coupled Hydraulic-Driven Multibody Systems using Finite Element Method, 2010.
41. Palensky, P., Van Der Meer, A.A., Lopez, C.D., Joseph, A., Pan, K., Cosimulation of Intelligent Power Systems: Fundamentals, Software Architecture, Numerics, and Coupling, *IEEE Industrial Electronics Magazine*, Vol. 11, 1. p, 2017, s. 34–50.
42. Park, C.-G., Yoo, S., Kim, J., Shin, D., A coupled hydraulic and mechanical system simulation for hydraulic excavators, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2019, s. 527–49.
43. Rahikainen, J., González, F., Naya, M.Á., An automated methodology to select functional co-simulation configurations, *Multibody System Dynamics*, Vol. 48, 1. p, 2020, s. 79–103.
44. González, F., Arbatani, S., Mohtat, A., Kövecses, J., Energy-leak monitoring and correction to enhance stability in the co-simulation of mechanical systems, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 131, 2019, s. 172–88.
45. Sadjina, S., Kyllingstad, L.T., Skjong, S., Pedersen, E., Energy conservation and power bonds in co-simulations: non-iterative adaptive step size control and error estimation, *Engineering with Computers*, Vol. 33, 3. p, 2017, s. 607–20.
46. Maehata, K., SYSTEM SIMULATION FOR HYDRAULIC EXCAVATOR, *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, Vol. 7, 2. p, 2008.

47. Pan, D., Gu, S., Guo, G., Kuang, H., Zhong, H., Gao, F., Co-simulation design and experimental study on the hydraulic–pneumatic-powered driving system of main steam and feed water isolation valves for CAP1400, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9, 2017.
48. Papadopoulos, E., Gonthier, Y., On the Development of a Real-Time Simulator Engine for a Hydraulic Forestry Machine, *International Journal of Fluid Power*, Vol. 3, 1. p, 2002, s. 55–65.
49. Peiret, A., González, F., Kövecses, J., Teichmann, M., Co-Simulation of Multibody Systems With Contact Using Reduced Interface Models, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, Vol. 15, 2020.
50. ANSYS Meshing, ANSYS, Saatavissa (viitattu 10.7.2020): <https://www.ansys.com/products/platform/ansys-meshing>
51. MSC Nastran, MSC Software, Saatavissa (viitattu 10.7.2020): <https://www.mscsoftware.com/product/msc-nastran>
52. Blochwitz, T., Otter, M., Åkesson, J., Arnold, M., Clauß, C., Elmqvist, H. ym., *Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models*, 2012.
53. Flores, P., *Kinematics and Dynamics of Multibody Systems with Imperfect Joints*, Springer, 2008, 169 s.
54. Kivioja, S., Kivivuori, S., Salonen, P., *Tribologia - kitka, kuluminen ja voitelu*. 6. p., Otatieto, Helsinki, 2010, 346 s.
55. ANSYS, *ANSYS Motion Verification Manual*, ANSYS, 2020, 469 s.
56. Irons, B.M., A frontal solution program for finite element analysis, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 2, 1. p, 1970, s. 5–32.
57. Duff, I.S., Reid, J.K., Harwell, A., The Multifrontal Solution of Indefinite Sparse Symmetric Linear Equations, *ACM transactions on mathematical software*, Vol. 9, 3. p, 1983, s. 302–325.
58. Nguyen, D.T., *Direct Sparse Equation Solvers BT - Finite Element Methods: Parallel-Sparse Statics and Eigen-Solutions*, Springer US, Boston, MA, 2006, s. 105–82.
59. Saad, Y., *Iterative Methods for Sparse Linear Systems*. 2. p., 2003, 528 s.
60. Lähteenmäki, M., *Simulink 5.0 Aloitusopas*, Tampereen ammattikorkeakoulu, 2004, 20 s.
61. Simulink, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020): <https://se.mathworks.com/products/simulink.html>
62. Simscape, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020): <https://se.mathworks.com/products/simscape.html>

63. What Is an S-Function?, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/simulink/sfg/what-is-an-s-function.html>
64. MATLAB Function, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/simulink/slref/matlabfunction.html>
65. Ansys Discovery SpaceClaim, ANSYS, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://www.ansys.com/products/3d-design/ansys-spaceclaim>
66. Wang, E., Thin-wall structure simulation, International ANSYS Conference, 2006.
67. Benzley, S., Perry, E., Merkley, K., Clark, B., Sjaardema, G., A Comparison of All Hexagonal and All Tetrahedral Finite Element Meshes for Elastic and Elasto-Plastic Analysis, Proceedings, 4th International Meshing Roundtable, Vol. 17, 1995.
68. Wang, E., Nelson, T., Rauch, R., Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra, International ANSYS Conference, 2004.
69. Owen, S., Canann, S., Saigal, S., Pyramid Elements for Maintaining Tetrahedra to Hexahedra Conformability, Trends In Unstructured Mesh Generation, Vol. 220, 1997.
70. Lüke, D., Origins of the sampling theorem, IEEE Communications Magazine, Vol. 37, 4. p, 1999, s. 106–8.
71. Double-Acting Hydraulic Cylinder, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/doubleactinghydrauliccylinder.html>
72. Hydraulic Pipeline, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/hydraulicpipeline.html>
73. White, F.M., Viscous Fluid Flow. 3. p., McGraw-Hill, 2006, 629 s.
74. Counterbalance Valve, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/counterbalancevalve.html#buimwxn-7>
75. Fixed Orifice Empirical, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/physmod/hydro/ref/fixedorificeempirical.html#bhtuacs-7>
76. Lopez Arteaga, I., Nijmeijer, H., How important is the friction model on the modeling of energy dissipation, Brain Research - BRAIN RES, 2005.
77. Stribeck, R., Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Vol. 46, 1902, s. 1341-1348,1432-1438,1463-1470.
78. Mostaghel, N., A non-standard analysis approach to systems involving friction, Journal of Sound and Vibration, Vol. 284, 3. p, 2005, s. 583–95.
79. Solver Configuration, The MathWorks, Saatavissa (viitattu 10.7.2020):
<https://se.mathworks.com/help/physmod/simscape/ref/solverconfiguration.html>
80. Haataja, J., Heikonen, J., Leino, Y., Rahola, J., Ruokolainen, J., Savolainen, V.,

Numeeriset menetelmät käytännössä. 2. p., CSC -tieteellinen laskenta oy, 2002, 415 s.